

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukce jednoúčelové ohýbačky trubek

Design Concept of Single-purpose Tube
Bender Machine

Student:

Bc. Adrian Csémi

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

Ostrava 2018

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Adrian Csémi**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Konstrukce jednoúčelové ohýbačky trubek
Design Concept of a Single-purpose Tube Bender Machine
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte jednoúčelový stroj pro ohyb trubky, dle požadovaného tvaru (viz. výkres dané trubky). Trubka se dnes ohýbá na konvenčních ohýbacích strojích. Vzhledem k navýšení počtu výroby je cílem ušetřit technologický čas výroby. Cílem je zkonstruovat jednoúčelový stroj, který bude mít tyto parametry:

- Pohon stroje může být volen: hydraulicky, pneumaticky nebo servomotorem.
- Operace do 1,5 minuty.
- Životnost stroje cca 4 roky při jednosměnném provozu.
- Pracovní části stroje musí být lehce vyměnitelné.
- Stroj musí umožňovat jemné doladění ohybu pro případ, že polotovar bude mít jiné materiálové vlastnosti.
- Obsluha jeden pracovník.
- Vklad i výklad polotovaru ručně.
- Jednoúčelový stroj musí být v souladu s bezpečnostními předpisy, hluk stroje nesmí přesáhnout povolenou mez.

Navrhněte variantně systémy pohonu stroje.

Zpracujte sestavu a další výkresovou dokumentaci dle zadání vedoucího práce.

Proveďte potřebné pevnostní výpočty kritických míst.

Seznam doporučené odborné literatury:

Boháček, F. *Části a mechanismy strojů I a II*. Brno: VUT Brno, 1987.

Bolek, A. a kol. *Části strojů - svazek 1. a 2.* Praha: SNTL, 1990.

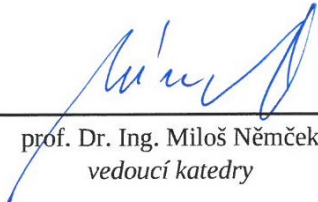
Němec, J. a kol. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 15. května 2018




.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на ве́домі́, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 15. května 2018


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Adrian Csémi

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Selská 948, Vítkov, 749 01

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

CSÉMI, A. *Konstrukce jednoúčelové ohýbačky trubek: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2018, 52 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem jednoúčelového stroje pro ohýbání trubky podle daného výkresu. Úvod práce popisuje ohýbání trubek a rozdělení ohýbacích strojů. Hlavní část práce tvoří konstrukční návrh zařízení, pohonu stroje a kinematika navržené konstrukce. V práci je proveden silový rozbor ohybových částí stroje a pro nejvíce namáhané součásti je provedena pevnostní kontrola. Závěr diplomové práce obsahuje návod k obsluze a údržbě stroje.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

CSÉMI, A. *Design Concept of Single-purpose Tube Bender Machine: Master Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms, 2018, 52 p. Thesis head: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

The aim of the master thesis is conceptual design of a single-purpose tube bender machine by given drawing. The introduction discusses the description of bending tubes and bending machines distribution in the market. The main content focuses on the design construction, machine's drive and kinematics of the design bender machine. The master thesis is performed by force analysis of the bending parts. For the critically stressed parts the strength analysis is made. The conclusion of the master thesis contains instruction for operating and maintenance of the machine.

Obsah

| | | |
|-------|--|----|
| 1 | Úvod | 5 |
| 2 | Ohýbání trubek | 7 |
| 2.1 | Ruční ohýbací stroje | 9 |
| 2.2 | Hydraulické ohýbací stroje s kladkami..... | 9 |
| 2.3 | Ohýbací stroje s otočnými nebo tvarovacími čelistmi | 10 |
| 3 | Ohýbání zadané trubky | 12 |
| 4 | Návrh variant pohonů stroje | 13 |
| 5 | Konstrukční řešení | 14 |
| 5.1 | Kinematika | 16 |
| 5.2 | Geometrie pohybu..... | 19 |
| 6 | Návrh intervalů pohybů | 21 |
| 7 | Kontrola navržených částí přímého ohybu..... | 23 |
| 8 | Kontrola navržených částí rotačního ohybu..... | 30 |
| 8.1 | Kontrola čepu otáčení | 34 |
| 8.2 | Kontrola čepu páky | 35 |
| 8.3 | Kontrola kluzných ložisek | 36 |
| 8.4 | Kontrola čepu pístu | 37 |
| 8.5 | Pevnostní kontrola navržené páky metodou konečných prvků | 38 |
| 9 | Návrh hydraulického obvodu | 40 |
| 9.1 | Schéma hydraulického obvodu | 41 |
| 9.2 | Výpočet hydraulických pístů | 42 |
| 10 | Návod k obsluze a údržbě BENDER 3000 | 44 |
| 10.1 | Popis stroje | 44 |
| 10.2 | Základní parametry | 45 |
| 10.3 | Ovládací prvky | 45 |
| 10.4 | Bezpečnostní předpisy, výstrahy, opatření | 45 |
| 10.5 | Uvedení do provozu a vyřazení z provozu | 45 |
| 10.6 | Obsluha a údržba..... | 46 |
| 10.7 | Operace vkládání a vyjmutí trubky | 46 |
| 10.8 | Údržba stroje..... | 46 |
| 10.9 | Mazání, mazací plán | 46 |
| 10.10 | Čištění stroje | 47 |
| 10.11 | Poruchy a jejich odstranění | 47 |
| 11 | Závěr..... | 48 |

Seznam použitých značek a symbolů

| | | |
|---------------|---|--------------------|
| D | Průměr trubky | [mm] |
| D_s | Střední průměr stykové plochy | [mm] |
| D_1 | Základní průměr přímého pístu | [mm] |
| D_2 | Základní průměr rotačního pístu | [mm] |
| F_{mr} | Rotační minimální síla ohybu | [N] |
| F_{o1} | Osová síla na jeden šroub | [N] |
| F_p | Přímočará síla ohybu | [N] |
| F_r | Rotační síla ohybu | [N] |
| F_t | Třecí síla ohybu | [N] |
| F_{VO} | Síla pro ohyb trubky | [N] |
| F_{VP} | Síla přímého hydraulického válce | [N] |
| F_{VZ} | Síla vzepřením | [N] |
| K | Počet cyklů | [cykly] |
| $L_{ačp}$ | Vzdálenost čepu otáčení | [mm] |
| L_{ap} | Vzdálenost ramene páky a | [mm] |
| $L_{bčp}$ | Vzdálenost čepu otáčení | [mm] |
| L_{bp} | Vzdálenost ramene páky b | [mm] |
| M_o | Ohybový moment | [N·m] |
| $M_{očr}$ | Moment na čepu rotačním | [N·m] |
| $M_{očep}$ | Moment na čepu | [N·m] |
| M_{oKrit} | Moment v kritickém místě | [N·m] |
| M_{oprvek} | Moment na vodícím prvku | [N·m] |
| M_{oRa} | Moment v místě podpory R_a | [N·m] |
| M_U | Utahovací moment šroubu | [N·m] |
| R_{Apo} | Reakce v místě R_a osy přímého ohybu | [N] |
| R_a | Reakce v místě a | [N] |
| R_b | Reakce na ose rotačního ohybu v místě b | [N] |
| $R_{eS235JR}$ | Mez kluzu materiálu S235JR | [MPa] |
| $R_{eš}$ | Mez pevnosti šroubu | [MPa] |
| S_1 | Plocha přímočarého pístu | [m ²] |
| S_2 | Plocha rotačního pístu | [m ²] |
| T | Interval operace | [s] |
| V_{1v} | Objem 1. válce | [mm ³] |
| $V_{2,3v}$ | Objem 2. a 3. válce | [mm ³] |
| V_{1p} | Objem 1. válce pístnice | [mm ³] |
| $V_{2,3p}$ | Objem 2. a 3. válce pístnice | [mm ³] |

| | | |
|--------------|-------------------------------------|-------|
| W | Výsledná síla rotačního pístu | [N] |
| W_{xo} | Orientační síla pístu | [N] |
| W_x | Složka síly rotačního pohybu x | [N] |
| W_y | Složka síly rotačního pohybu y | [N] |
| a_e | Součinitel životnosti ložisek | [-] |
| d_3 | Průměr pístnic pístů | [mm] |
| f | Frekvence ohybu | [Hz] |
| f_{ob} | Koeficient tření ocel-bronz | [-] |
| f_{tk} | Koeficient tření kluzných ložisek | [-] |
| k_A | Bezpečnost v místě A | [-] |
| k_B | Bezpečnost v místě B | [-] |
| k_C | Bezpečnost v místě C | [-] |
| k_{cr} | Bezpečnost čepu otáčení | [-] |
| k_{chp} | Bezpečnost čepu pístu otláčení | [-] |
| k_{chs} | Bezpečnost čepu pístu stříhu | [-] |
| k_D | Bezpečnost v místě D | [-] |
| k_{orRA} | Bezpečnost v místě podpory R_a | [-] |
| k_{orKrit} | Bezpečnost v kritickém místě | [-] |
| k_{red} | Výsledná statická bezpečnost | [-] |
| k_s | Bezpečnost šroubu | [-] |
| l_z | Délka rozvinutého tvaru | [mm] |
| m_c | Hmotnost čepu | [kg] |
| m_n | Hmotnost ohybového nástroje | [kg] |
| m_v | Hmotnost válce | [kg] |
| p | Měrné zatížení | [MPa] |
| p_1 | Otláčení čepu místo 1 | [MPa] |
| p_2 | Otláčení čepu místo 2 | [MPa] |
| p_{1A} | Tlak pístu 1 | [MPa] |
| p_{2A} | Tlak pístu 2 | [MPa] |
| t | Tloušťka trubky | [mm] |
| t_1 | Doba vložení trubky | [s] |
| t_{1v} | Čas vysunutí 1. pístu | [s] |
| t_{1p} | Čas vysunutí 1. pístu pístnice | [s] |
| t_2 | Doba ohnutí přímé části | [s] |
| t_{2p} | Čas vysunutí 2. a 3. pístu pístnice | [s] |
| t_{2v} | Čas vysunutí 2. a 3. pístu | [s] |
| t_3 | Doba ohnutí konců trubky | [s] |

| | | |
|-------------------|--|----------------------|
| t_4 | Doba navrácení 1. pístu | [s] |
| t_5 | Doba otočení kladek a vyjmutí trubky | [s] |
| t_6 | Doba navrácení 2. a 3. pístu | [s] |
| v_1 | Rychlost posuvu 1. pístu | [m·s ⁻¹] |
| $v_{2,3}$ | Rychlost posuvu 2. a 3. pístu | [m·s ⁻¹] |
| $v_{lož}$ | Rychlost otáčení ložiska | [m·s ⁻¹] |
| x | Rozměr x | [mm] |
| x_A | Rozměr pístu x_A | [mm] |
| y | Rozměr y | [mm] |
| y_A | Rozměr pístu y_A | [mm] |
| $z_{př}$ | Zdvih pístu přímého ohybu | [mm] |
| z_{rot} | Zdvih pístu rotačního ohybu | [mm] |
| | | |
| α | Úhel natočení pístu | [°] |
| β | Úhel natočení | [°] |
| σ_{oKrit} | Napětí v kritickém místě | [MPa] |
| σ_o | Ohybové napětí | [MPa] |
| σ_{oRa} | Napětí v místě podpory R_a | [MPa] |
| σ_{oRapo} | Napětí v místě podpory R_a osy přímého ohybu | [MPa] |
| σ_{redHMH} | Redukované napětí HMH | [MPa] |
| σ_t | Tahové napětí | [MPa] |
| τ | Střihové napětí | [MPa] |
| ϕ | Třecí redukovaný úhel | [°] |
| ψ | Úhel stoupání závitu | [°] |

1 Úvod

Jednoučelové stroje jsou předurčeny ke konkrétní technologické operaci a většinou se používají v sériové výrobě. V sériové výrobě je nutné sloučit několik operací v jeden ucelený proces. Díky jednoučelovým strojům je možné dosáhnout krátkých výrobních časů a tím docílit efektivity výroby. Nevýhodou těchto strojů je, že nejsou univerzální.

Navrhované zařízení je určeno pro ohýbání trubky v sériové výrobě ve firmě CT-Products s.r.o. Konečný tvar trubky je prováděn na ruční ohýbačce postupně po jednotlivých ohybech, a proto je výsledný proces výroby zdlouhavý. Jednoučelovým strojem je potřeba dosáhnout všech ohybů současně a v co nejkratším čase výroby.

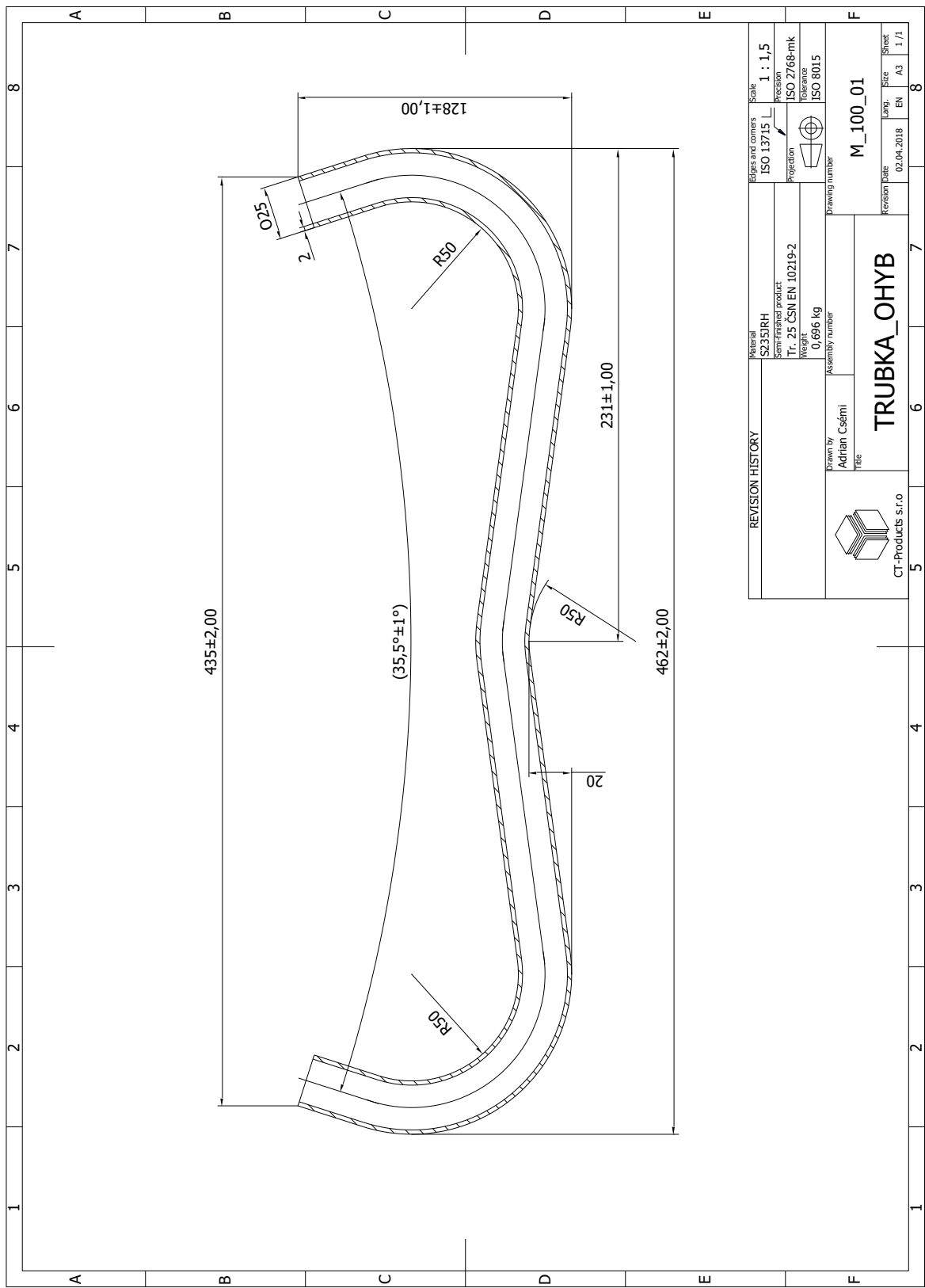
Navržené zařízení musí splnit podmínky dané firmou, ve které je zaveden jednosměnný provoz. Výroba je plánovaná na čtyři roky a současná produkce bude navýšena na pětinasobek stávající produkce. Bylo ekonomicky spočítáno, že náklady na pořízení jednoučelového stroje zefektivní výrobu a po čtyřech letech bude jednoučelový stroj v hodně Kč 260 000,- odepsán. V ekonomickém hodnocení bylo přihlédnuto i k nákladům na běžnou údržbu stroje.

K dosažení spolehlivosti a životnosti stroje budou navržené části snadno vyměnitelné a důkladně dimenzované. U ohybových kladek je nutná jednoduchá výměna, kterou musí zvládnout obsluha stroje. Jednoučelový stroj bude navržen tak, aby úhel ohybu bylo možné korigovat. Tato korekce úhlu je nutná z důvodu tolerance pružnosti materiálu.

Cíle diplomové práce:

- uvést technologii ohýbání trubek,
- navrhnout princip ohybu dle zadaného výkresu (obr. 1.1),
- navrhnout typ pohonu stroje,
- navrhnout konstrukční řešení jednoučelového stroje,
- prověřit pevnostními výpočty navržené díly jednoučelového stroje,
- zkompletovat návod k obsluze,
- tvorba vlastní výkresové dokumentace.

Na následujícím obrázku 1.1 je zobrazen požadovaný tvar trubky po ohybu.



Obr. 1.1 – Trubka

2 Ohýbání trubek

Ohýbání trubek patří do technologie plošného tváření kovů. Tváření kovů je nejhospodárnější technologický způsob v průmyslové výrobě. Tváření kovů se dělí na objemové a plošné. Při objemovém tváření dáváme kovům určitý tvar, obvykle stlačováním mezi nástroji. Plošné tváření dosahuje změn tvaru bez značnějších změn průřezu. Tváření může probíhat za tepla nebo za studena. Tváření za studena je prováděno při nižší teplotě, než je teplota rekrytalizace. Při tváření za studena může nastat zpevnění materiálu při poklesu tažnosti vlivem poruch krystalové mřížky. Tváření za tepla se převážně používá u objemového tváření, například u kování. [2]

a) Prosté ohýbání

Při ohýbání se materiál ohýbá dvěma čelistmi, jejichž pracovní plochy jsou alespoň v jednom směru tvořeny přímkou. Vrstvy materiálu se na vnější straně ohybu natahují a na vnitřní se stlačují, přitom se materiál ztenčuje. Úzký profil se ve vnější vrstvě zužuje a ve vnitřní rozšiřuje. Široký profil klade velký odpor v šířkové deformaci, a proto se jen ztenčuje. Přestane-li na trubku nebo profil působit lisovací síla, zmizí pružná deformace a trubka nebo profil odpruží. Velikost odpružení závisí na mechanických vlastnostech materiálu, poloměru ohybu a úhlu ohybu. Odpružení se zabraňuje změnou úhlu ohybových čelistí nebo zmenšením poloměru zaoblení. [2]

Ohýbací stroje se dělí na:

- ruční ohýbací stroje,
- hydraulické ohýbací stroje s kladkami,
- ohýbací stroje s otočnými nebo tvarovacími čelistmi.

b) Ohýbání zakružováním

Je vhodné pro výrobu součástí válcovitých i šroubových tvarů. Odpružení výlisku se obtížně kontroluje, a proto je nutné ohýbat trubku několikrát při průchodu stroje. V zakružovačce lze vytvořit pouze ohyby s konstantním zakřivením. Konec ohybu zůstává v určité délce rovný. Minimální poloměr ohybu je šestnásobek rozměru průřezu tyče. Metoda je vhodná pro velké poloměry ohybu a je to jediná metoda, kterou lze ohýbat trubky o velikosti průměrů 300, 400 a 500 mm za studena. Princip této metody spočívá v uchycení trubky mezi tři kladky. Jedna z kladek je polohovatelná a na základě toho se vytváří potřebný poloměr. Kladky bývají poháněny, vykonávají rotační pohyb, čímž umožní posuv trubky skrz kladky. Příklad zakružovačky je od firmy BOW obr 2.1. [2]



Obr. 2.1 – Zakružovačka PRM 10 M [8]

2.1 Ruční ohýbací stroje

Ruční ohýbací stroje jsou omezeny lidskou silou. Používají se při instalatérských pracích, kde ohýbaná trubka nevyžaduje přesný rozměr po ohybu. Na trhu dnes můžeme najít ruční ohýbačky v rozmezí několik tisíc až desítek tisíc korun. Jedním z představitelů ručních ohýbaček je model OH 030 od firmy BOW První hanácká obr. 2.2.



Obr. 2.2 – Ohýbačka OH 030 [8]

2.2 Hydraulické ohýbací stroje s kladkami

Pro dosažení větší ohybové síly je použita hydraulická pumpa, která vyvíjí větší sílu a umožňuje ohýbat trubky se silnější stěnou. Představitel HRB 10 od firmy BOW obr. 2.3.



Obr. 2.3 – Ohýbačka HRB 10 [8]

2.3 Ohýbací stroje s otočnými nebo tvarovacími čelistmi

Nejpoužívanější ohýbací stroje v dnešním průmyslu. Dosahují přesného a řízeného ohybu. Při ohýbání trubek do menších poloměrů se používají pevné, pružné nebo článkové trny. Trny zabraňují nežádoucím deformacím, avšak vzniklé vady, jako jsou vrásnění, neodstraní. Pevné trny podpírají trubku pouze v místě ohybu. Vyjímání pružných trnů z trubek je obtížné. Odpružení trubek je větší při ohýbání bez trnu, může být kompenzováno menším poloměrem čelisti nebo větší ohýbací silou. Mazání trubek je důležité. Oceli se mažou minerálními oleji. Jako příklad je uveden model ohýbačky OH 060 od firmy BOW obr. 2.4. [2]



Obr. 2.4 – Ohýbačka OH 060 [8]

Nejmodernější stroje jsou CNC ohýbačky. Umožňují ohýbat trubky do velice složitých tvarů v krátkém časovém úseku. Výhodou programovatelnosti je možnost ohýbání trubek složitých tvarů. Nevýhodou je ovšem nutná odbornost obsluhy stroje, z důvodu programování. Další nevýhodou je vysoká pořizovací cena. Jako příklad je model Ce 60 CNC-R obr. 2.5. Jedná se o elektricko-hydraulickou CNC ohýbačku trubek. Ohýbá trubky o průměrech 10 až 90 mm. Tento model umožňuje ohýbat různé průměry trubek bez nutnosti výměny nástroje pro ohýb. Několik nástrojů lze zařadit pod sebe. Ovládání stroje se provádí přes software, který dodává výrobce. Výhodou softwaru je, že lze postupně doladit ohýb při odpružení materiálu. [5]

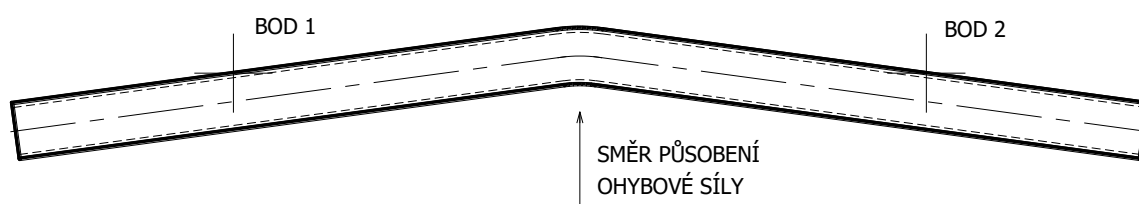


Obr. 2.5 – Ohýbačka Ce 60 CNC-R [5]

3 Ohýbání zadané trubky

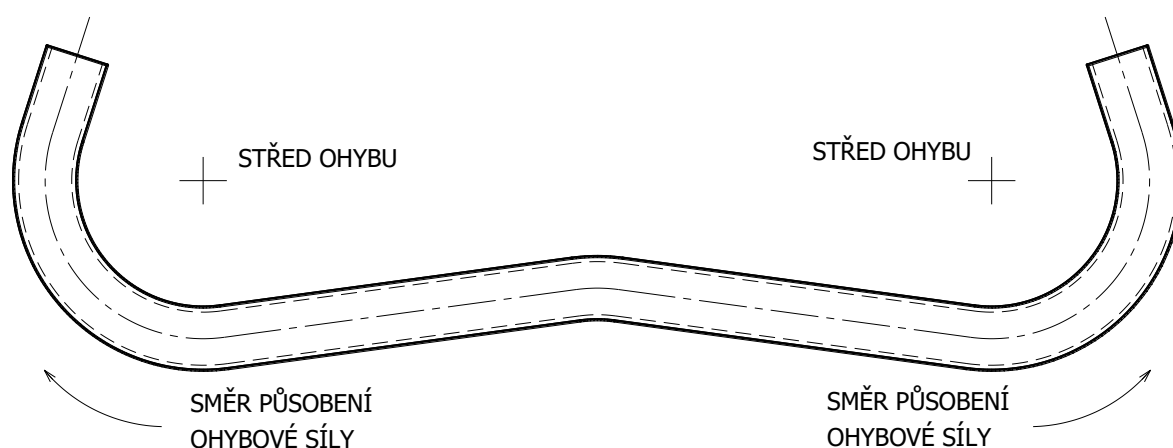
Postupný ohyb dané trubky je rozdělen do dvou operací. Operace jsou znázorněny na obrázcích 3.1 a 3.2. První operace provede ohyb malého poloměru uprostřed trubky. Následně započne druhá operace ohybu, která ohne trubku na obou koncích. Tím se dosáhne požadovaného tvaru trubky.

První operace bude probíhat prostým ohybem. Trubka bude ohýbána pohyblivou čelistí kolmou silou v místě požadovaného ohybu. Trubka se opře o pevné čelisti v místech „bod 1“ a „bod 2“ a působením síly na střed trubky dojde k prvnímu ohybu.



Obr. 3.1 – Ohyb přímý

Druhá operace provede skružení trubky na koncích. Ohyb se skládá ze dvou zároveň probíhajících pohybů. Střed otáčení se nachází ve středu požadovaného poloměru ohybu trubky. Princip je znázorněn na obrázku 3.2.



Obr. 3.2 – Skružení okrajů trubky

4 Návrh variant pohonů stroje

Při návrhu jsem uvažoval s třemi možnými způsoby pohonu – hydraulickým, pneumatickým anebo elektrickým servopohonem.

Hydraulický pohon musí mít hydraulické čerpadlo a pohyb je proveden pomocí hydraulických válců, popřípadě hydromotorů. Hydraulické komponenty jsou spolehlivé, bezúdržbové a mají tichý chod. Výhodou je, že můžeme regulovat rychlost a sílu ohybu. Nevýhodou hydraulického pohonu v případě havárie, je možnost úniku hydraulické kapaliny. [9]

Pneumatický pohon se používá pro rychlé pohyby a malé síly. V případě použití pneumatického pohonu pro ohyb trubky je, proti hydraulice nutnost výrazně větších průměrů pneumatických válců k dosažení potřebných sil. Krajní polohy je nutné tlumit speciálními dorazy. V případě, že firma nemá rozvod stlačeného vzduchu, bylo by nutné k zařízení dodat i kompresor se zásobníkem. V případě ztráty těsnosti v porovnání s hydraulickým pohonem, nedochází k ekologicky nebezpečnému úniku média. [9]

Elektrický servopohon nabízí nejvyšší přesnost řízení polohy, což je vhodné i pro polohování mimo koncové polohy. Poskytuje kontrolu nad průběhem rychlosti a síly. Nehrozí úniky provozních kapalin ani stlačeného vzduchu. V případě použití je nutná elektronická regulace a elektronicky řízený systém. Pro navrhovaný jednoúčelový stroj se jeví jako nejvýhodnější pohon. Nicméně z hlediska ceny je tento pohon nejméně výhodný. V případě použití tohoto pohonu by nebyla dodržena podmínka pořizovací ceny stroje. [9]

Po zvážení uvedených skutečností jsem vybral hydraulický pohon. Bylo přihlédnuto i k dostupnosti hydraulického agregátu dodaného firmou.

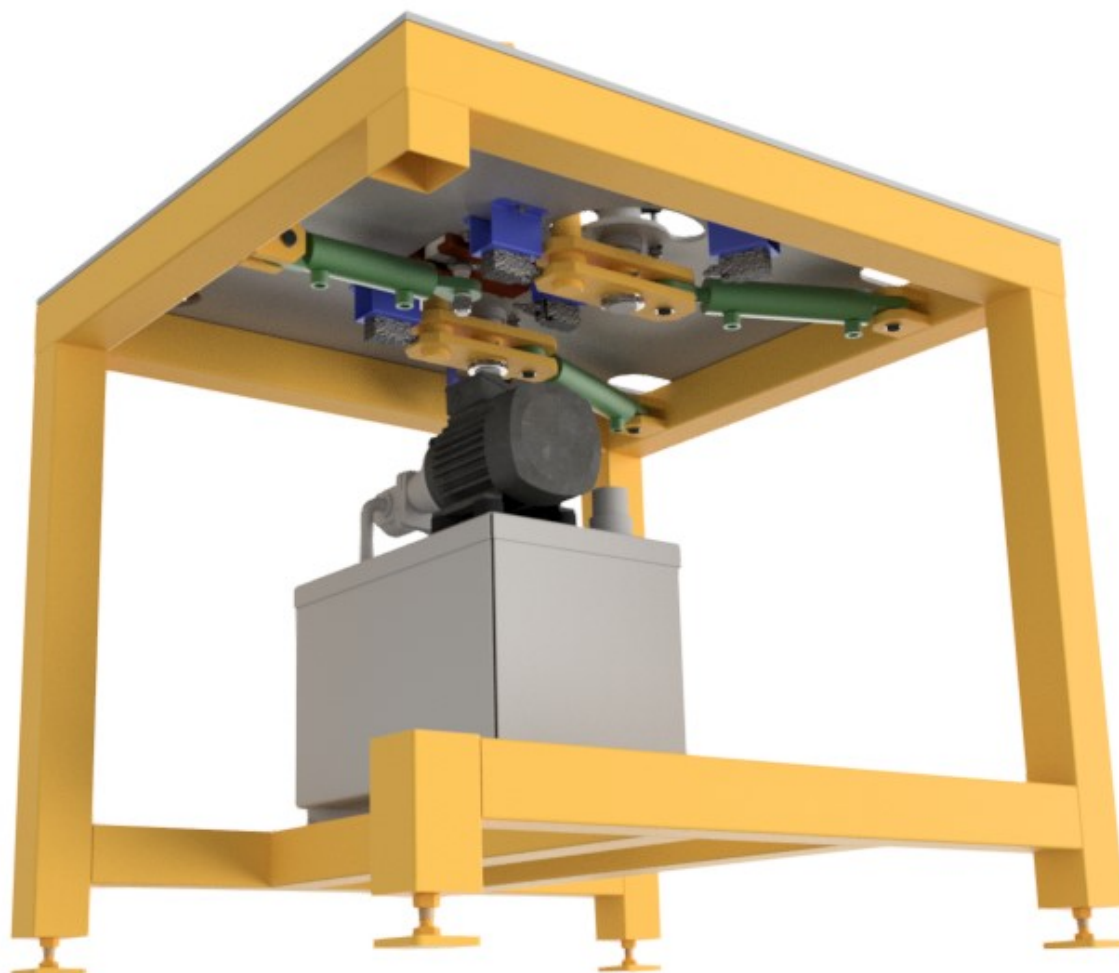
5 Konstrukční řešení

Navržený jednoúčelový ohýbací stroj se skládá ze dvou základních částí, desky a rámu. Na desce jsou umístěny pohybové části zařízení a ovládací panel stroje. Rám slouží jako nosný prvek desky, hydraulického pohonu a hydraulických pístů. Zařízení je navrženo pro ohyb trubky o průměru $D = 25\text{ mm}$, tloušťky $t = 2\text{ mm}$ a jakosti materiálu S235. Předběžná délka rozvinutého tvaru l_{rz} je 561 mm. Celkový čas ohybu trubky musí být proveden v intervalu T do 90 sekund. Navržené zařízení je možno vidět na obr. 5.1.



Obr. 5.1 – Navržený jednoúčelový ohýbací stroj

Deska slouží zároveň i jako ochranný kryt hydraulických pístů. Konstrukční řešení musí dbát na bezpečnost práce. Nesmí docházet k zachycení nebo vtažení částí oděvů do pohonu. Deska obsahuje potřebné otvory a díry k uchycení držáků, ovládacího panelu, vodících prvků, kabeláže a dalších prvků. Deska je přivařena k rámu. Detail spodní části stroje je zobrazen na obr. 5.2.



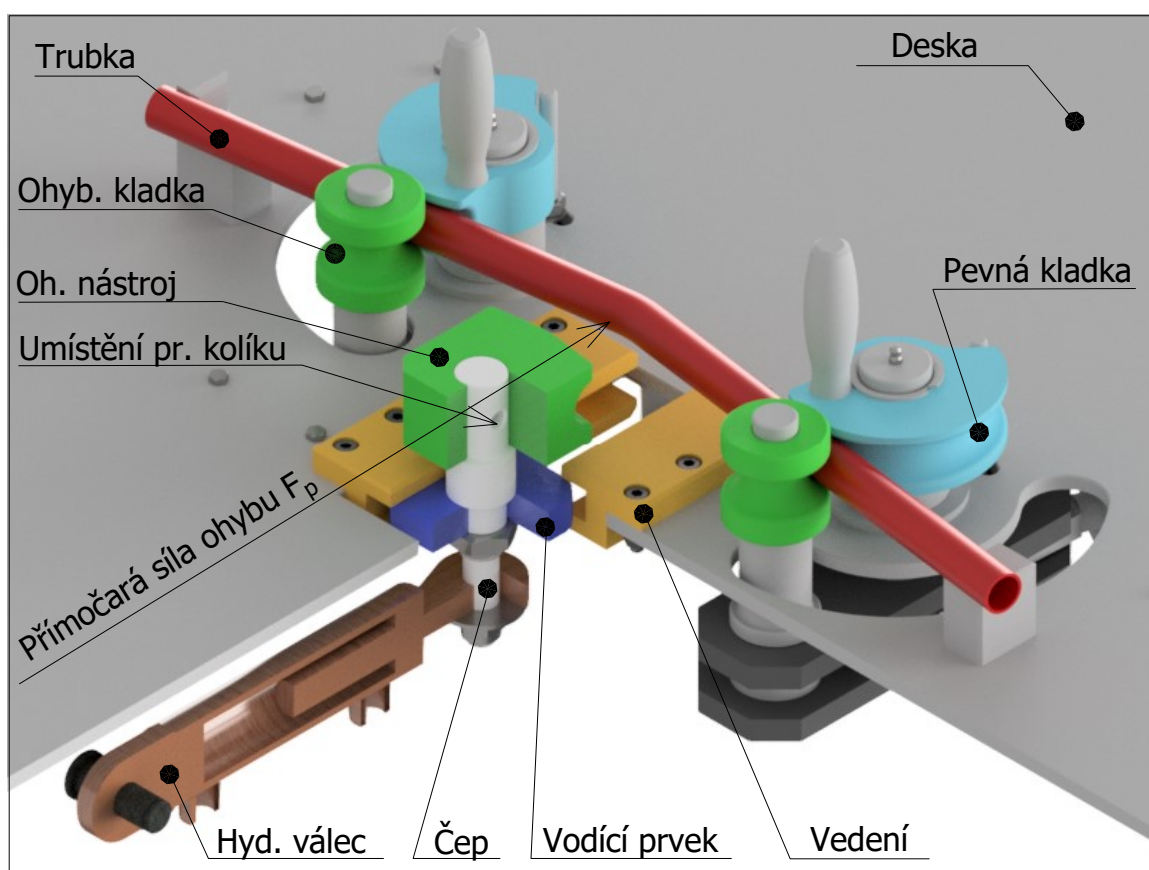
Obr. 5.2 – Navržený jednoúčelový ohýbací stroj ze spodního pohledu

Na obr. 5.2 je vidět rozmístění hydraulických válců a jejich uchycení k rámu stroje. Ve spodní části stolu se nachází hydraulický agregát a bude zde připojen elektrický rozvaděč.

5.1 Kinematika

První operaci je nutné provést přímočarým pohybem, vykonat sílu kolmou na trubku v místě prvního ohybu. Tento pohyb vykonává hydraulický válec pomocí čepu. Čep má vodící prvek, který je v lineárním vedení. Vedení se skládá ze dvou symetrických částí, které jsou spojeny s deskou deseti šrouby M8x25 8.8. Materiál vedení je CuSn7Zn4Pb7 (označován jako ložiskový bronz). Má velmi dobré kluzné vlastnosti a je odolný proti opotřebení při smykovém pohybu součástí. Vodící prvek je volen z ušlechtilé oceli C45 s následným kalením. Tím je zaručena tvrdost a odolnost proti opotřebení.

Ohyb provádí ohybový nástroj a ohybové kladky. Ohybový nástroj je nasazen na konci čepu a zajištěn pružným kolíkem. Ohybový nástroj splňuje podmínku snadné výměny v případě opotřebení nebo při změně poloměru ohybu. Pevné kladky podpírají trubku na obou koncích. Konstrukční řešení je zobrazeno na obr. 5.3.

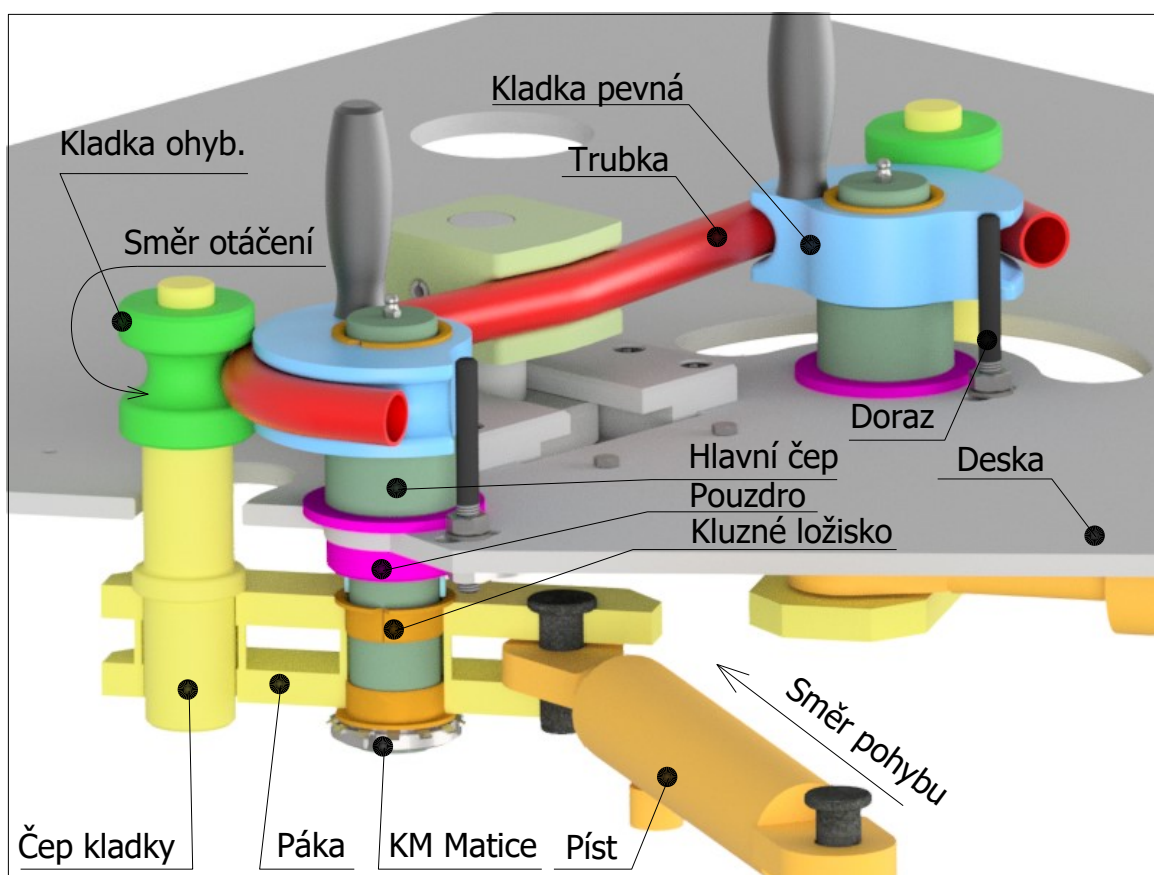


Obr. 5.3 – Přímočarý pohyb

Ohyby na koncích trubky jsou provedeny pákovým mechanismem, který tvoří hlavní čep. Čep je umístěn v pouzdře, které je přivařeno k desce. Pouzdro zajišťuje stabilitu čepu. Pouzdro je nosná část celé soustavy.

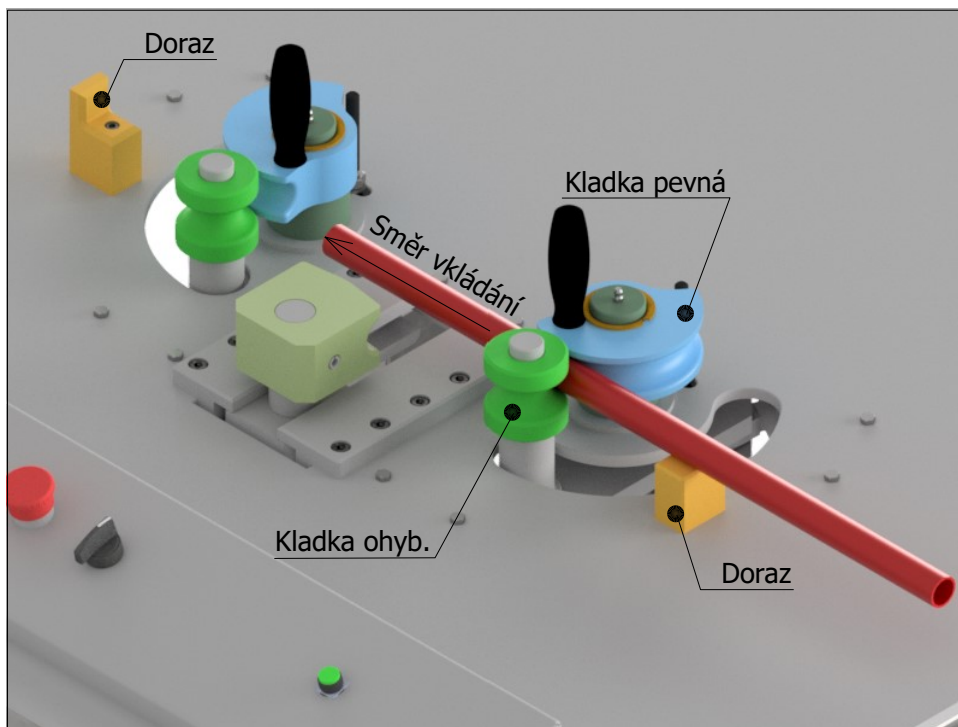
Přenos pohybu pro ohyb je proveden pákou. Tato páka je uložena na hlavním čepu pomocí dvou kluzných ložisek. Je tvořena ze dvou desek, distančních kroužků a čepem, na kterém je umístěna kladka ohybu. Mazání je zajištěno maznicemi u všech kluzných ložisek. Páka je spojena s hydraulickým válcem pomocí malého čepu. Válec vykonává pouze přímočarý pohyb, při vysunutí dochází k jeho vychýlení.

Ohyb trubky se provádí kladkou nasazenou na čepu kladky. Kladku lze snadno vyjmout a vyměnit.



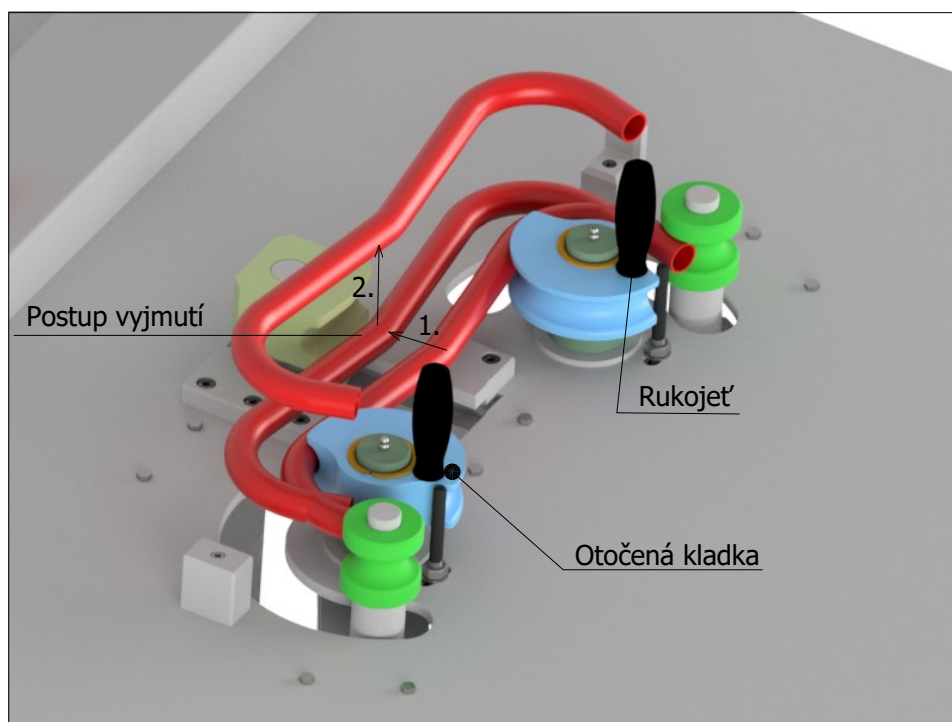
Obr. 5.4 – Rotační pohyb

Vkládání polotovaru rozvinuté trubky je prováděno manuálně z pravé strany viz obr.5.5. Trubka se vkládá mezi ohybové kladky rotačního ohybu a pevné segmentové kladky. K vystředění trubky slouží stavitelné dorazy.



Obr. 5.5 – Vklad trubky

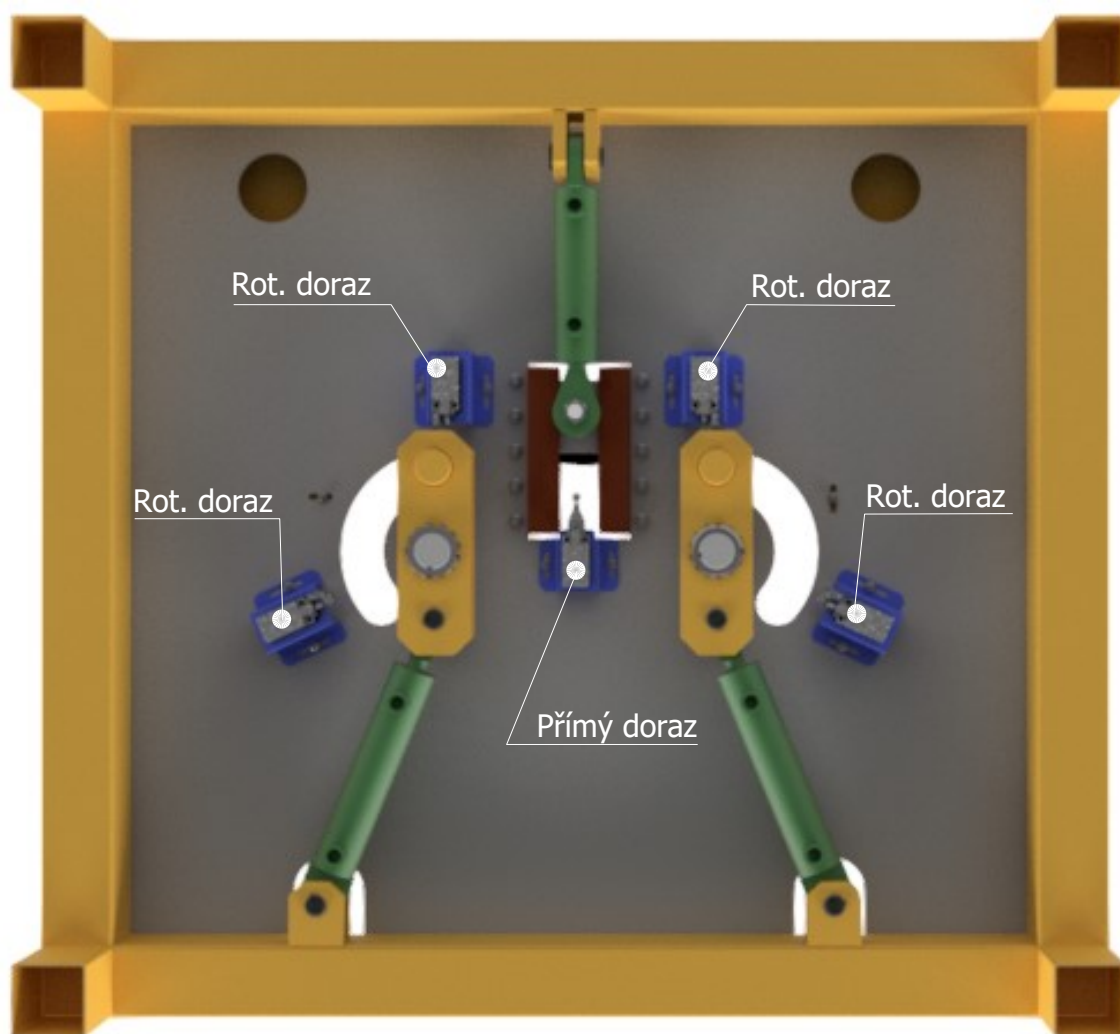
Vyjmutí ohnuté trubky se provede tak, že pevné kladky se otočí pomocí rukojetí. Tímto se trubka uvolní a následně vyjme. Vyjmutí je zobrazeno na obrázku 5.6.



Obr. 5.6 – Vyjmutí trubky ze zařízení

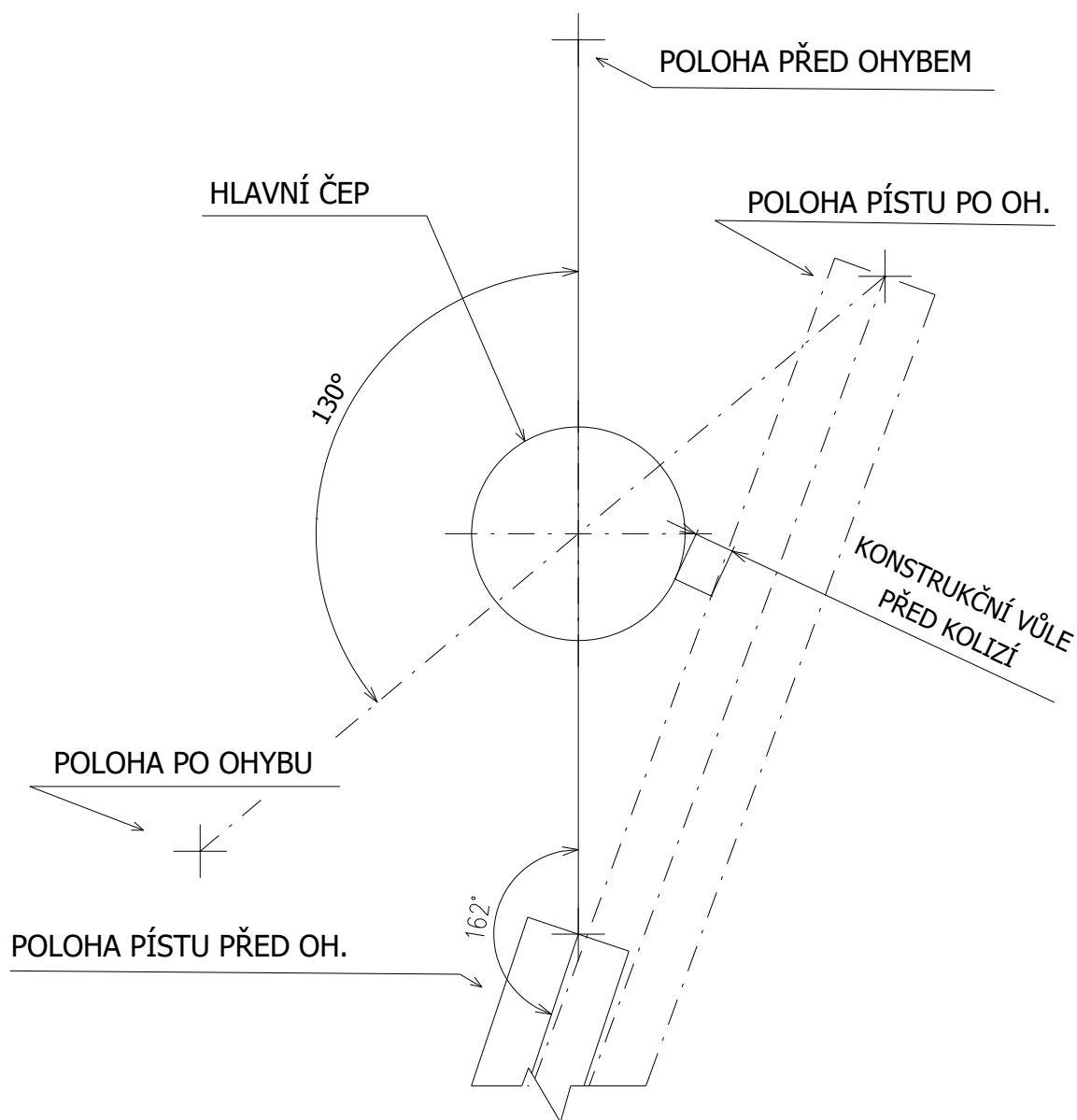
5.2 Geometrie pohybu

Zařízení je nutné navrhnut tak, aby po odpružení trubky po ukončení lisovací síly měla požadovaný rozměr. To lze docílit změnou průměru kladek nebo překročením úhlu ohybu. Průměry kladek byly stanoveny zadávající firmou, proto je nutné zvolit změnu úhlu ohybu. Rozsah překročení úhlu ohybu je velmi problematické odhadnout či vypočítat, jelikož výsledný ohyb může být ovlivněn i výrobními tolerancemi zařízení. Zařízení je navrženo tak, aby zdvihy pístů byly řízeny koncovými spínači. Spínače jsou umístěny na stavitelných držácích. Trubka bude mít po odpružení tvar, který odpovídá daným požadavkům.



Obr. 5.7 – Dorazy pístů

Při návrhu je nutno zajistit, aby pístnice nekolidovala s konstrukcí zařízení a zároveň je nutné, aby bylo umožněno její vysunutí. Návrh umístění pístnice je vytvořen pomocí softwaru AutoCad. Schéma návrhu je na obr. 5.8.



Obr. 5.8 – Rozsah rotačních pístů

6 Návrh intervalů pohybů

Doba potřebná k ohybu je daná zadáním. Ohyb celé trubky musí být proveden v intervalu $T = 90$ s, který odpovídá hodnotě 1,5 minuty. V čase T musí být zahrnuta i výměna trubek.

Rozfázování operací:

1. vložení trubky,
2. ohnutí přímé části,
3. ohnutí konců trubek,
4. navrácení 1. pístu,
5. otočení kladek a vyjmutí trubky,
6. navrácení 2. a 3. pístu.

Rozfázování časového intervalu vkládání a vyjmutí trubek je provedeno experimentální metodou. Pracovní stanoviště bylo simulováno u pracovního stolu, ke kterému byly přivezeny dvě palety. Jedna z palet slouží jako zásobník rozvinutých tvarů trubek a druhá paleta plní funkci zásobníku ohnutých trubek. Pracovník simuloval úkony vložení a vyjmutí trubky včetně otočení kladek. Tyto úkony byly měřeny a zprůměrovány:

- | | |
|------------------------------------|--------------|
| 1. vložení trubky | $t_1 = 15$ s |
| 5. otočení kladek + vyjmutí trubky | $t_5 = 20$ s |

Z uvedeného experimentu jsem zjistil, že je reálné navrhnout krokování tak, aby celý cyklus proběhl pouze za $t_{pp} = 55$ s.

Časový interval vlastního ohybu (pohyb pístnic) jsem následně rozdělil na:

- | | |
|-------------------------------|----------------|
| 2. ohnutí přímé části | $t_2 = 7,5$ s, |
| 3. ohnutí konců trubek | $t_3 = 20$ s, |
| 4. navrácení 1. pístnice | $t_4 = 7,5$ s, |
| 6. navrácení 2. a 3. pístnice | $t_6 = 20$ s. |

$$T = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 = 15 + 7,5 + 20 + 7,5 + 20 + 20 = 90 \text{ s} \quad (6.1)$$

Z časových intervalů byla následně vypočtena rychlost pístů v_1 a $v_{2,3}$. Maximální rozsah pístu přímočarého pohybu je $s_1 = 100$ mm a rozsah pístu rotačního pohybu je $s_{2,3} = 150$ mm.

$$v_1 = \frac{s_1}{t_2} = \frac{100}{7,5} = 13,33 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 0,013 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.2)$$

$$v_{2,3} = \frac{s_{2,3}}{t_3} = \frac{150}{20} = 7,5 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 0,075 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.3)$$

Ve výpočtu rychlostí pístnic v_1 a $v_{2,3}$ bylo uvažováno s maximálním zdvihem hydraulických válců. Vzhledem ke geometrii a koncovým spínačům bude v praxi zdvih menší.

Frekvence ohybu:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{90} = 0,011 \text{ Hz} \rightarrow 0,667 \frac{1}{\text{min}} \quad (6.4)$$

Stroj dle zadání má být navržen cca na čtyři roky nepřetržitého jednosměnného provozu kdy:

- 4 roky = 1 004 pracovních dnů,
- jedna pracovní směna je rovna 8 hod, $t_{ps} = 481\,920 \text{ minut} = 8\,032 \text{ hod}$.

Počet pracovních cyklů se vypočte na základě navrhované životnosti stroje a počtu cyklů za 1 minutu (frekvence ohybu).

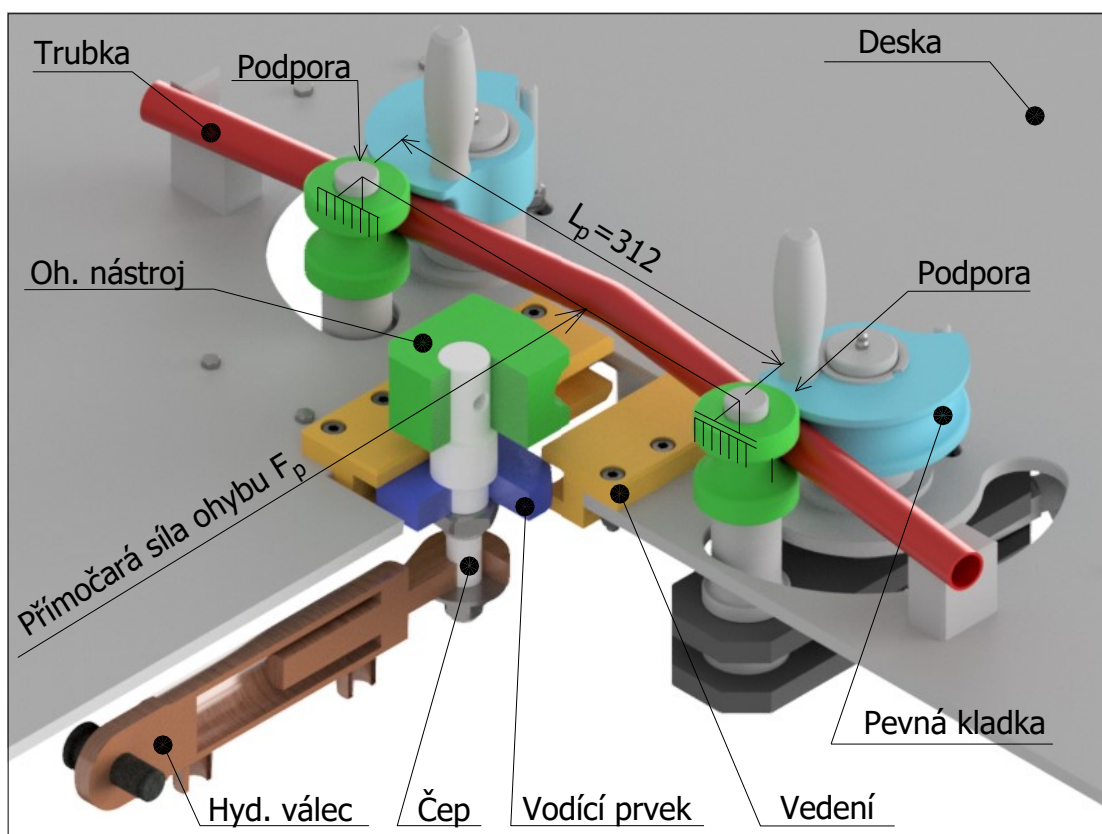
$$K = t_{ps} \cdot f = 481\,920 \cdot 0,667 = 321\,280 \text{ cyklů} \quad (6.5)$$

Životnost hydraulických válců výrobce uvádí v katalogu dle ČSN 11 972 na minimální hranici 10^6 cyklů. [11]

7 Kontrola navržených částí přímého ohybu

Návrh je proveden na základě potřebné síly k ohybu trubky. Síla se vypočte za předpokladu, že síla potřebná k ohybu překročí mez kluzu materiálu trubky $R_{eS235JR}$. Při překročení této meze se trubka začíná plasticky a nenávratně deformovat a tímto dojde k ohybu. Umístění součástí a vzdálenost podpor pro ohyb je znázorněn na obr. 7.1.

- Mez kluzu materiálu S235JR, $R_{eS235JR} = 235 \text{ MPa}$. [6]
- Průměr trubky $D = 25 \text{ mm}$, tloušťka $t = 2 \text{ mm}$.



Obr. 7.1 – Přímá síla

Pevné kladky tvoří body uchycení, o které se trubka vzepré. Tyto body jsou nahrazeny podporami a je vytvořen pomyslný nosník. K ohybu je zapotřebí síly F_p , která působí uprostřed nosníku. Ta je vypočtena pomocí ohybového momentu M_o mezi vzpěrnými body a průřezového modulu trubky v ohybu W_o . Vzdálenost podpor L_p je 312 mm.

Výpočet přímé síly ohybu:

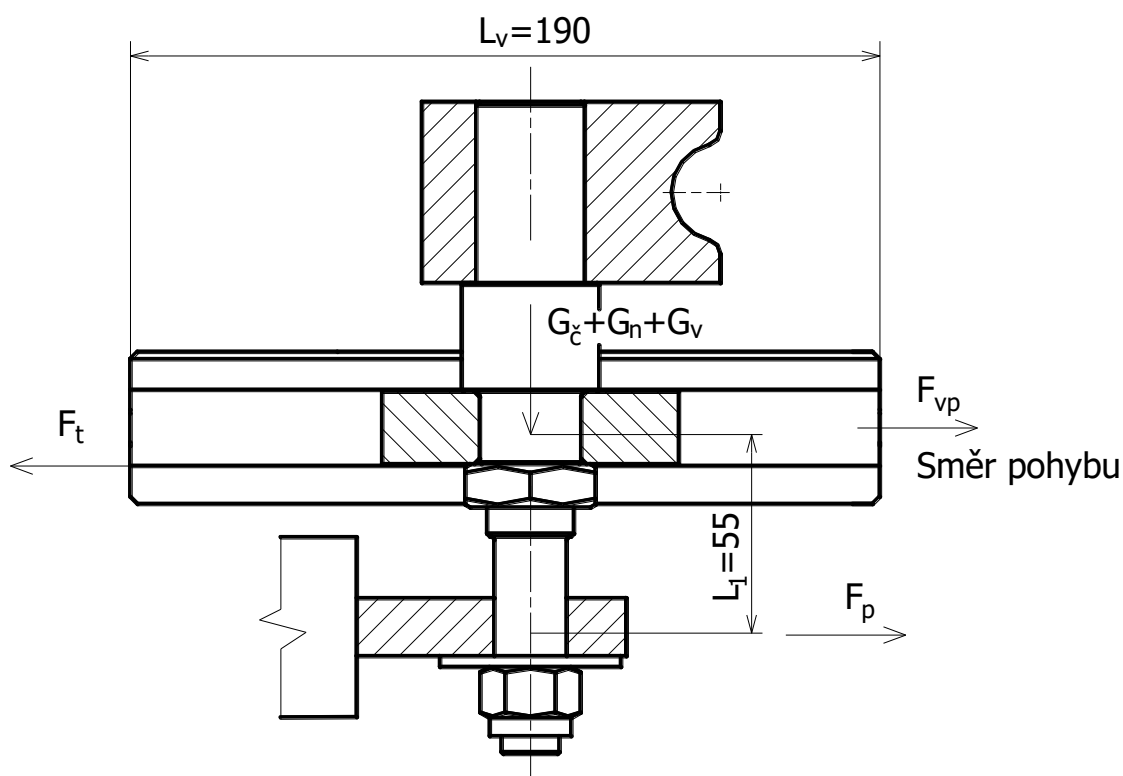
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_p \cdot \frac{L_{po}}{2}}{W_o} = R_e \rightarrow F_p = \dots \quad (7.1)$$

$$F_p = \frac{R_{eS235JR} \cdot W_o}{\frac{L_{po}}{2}} = \frac{235 \cdot \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}}{\frac{L_p}{2}} = \frac{235 \cdot \frac{\pi \cdot (25^4 - 21^4)}{32 \cdot 25}}{\frac{312}{2}} = 1\,160,32 \text{ N} \quad (7.2)$$

Vypočtená síla F_p je teoretická síla nutná k ohnutí dané trubky. Přenos sil je uskutečňován pomocí čepu, který je uložen ve vedení. V tomto místě vzniká tření a vzepření součástí, které odebírají část síly potřebné k ohybu.

Třecí síla F_t se vypočte na základě hmotností čepu, ohybového nástroje, hydraulického válce a koeficientu tření mezi ocelí a vedením f_{ob} . Pro zjednodušení výpočtu uvažují, že se těžiště těles nachází v jednom bodě. Hmotnost čepu m_c a hmotnost ohybového nástroje m_n je odečtena z navrženého modelu v softwaru Inventor 2018. Hmotnost válce m_v z katalogu výrobce [11]. Navržené součásti jsou zobrazeny na obr. 7.2.

- Hmotnost čepu $m_c = 0,82 \text{ kg}$
- Hmotnost ohybového nástroje $m_n = 2 \text{ kg}$
- Hmotnost válce $m_v = 3,28 \text{ kg}$
- Koeficient tření ocel-bronz [7] $f_{ob} = 0,16$



Obr. 7.2 – Třecí síla a síla

Výpočet třecí síly:

$$\begin{aligned}
 F_t &= (G_c + G_n + G_p) \cdot f_{ob} = (m_c + m_n + m_p) \cdot g \cdot f_{ob} = \\
 &= (0,82 + 2 + 3,28) \cdot 9,81 \cdot 0,16 = 9,6 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{7.3}$$

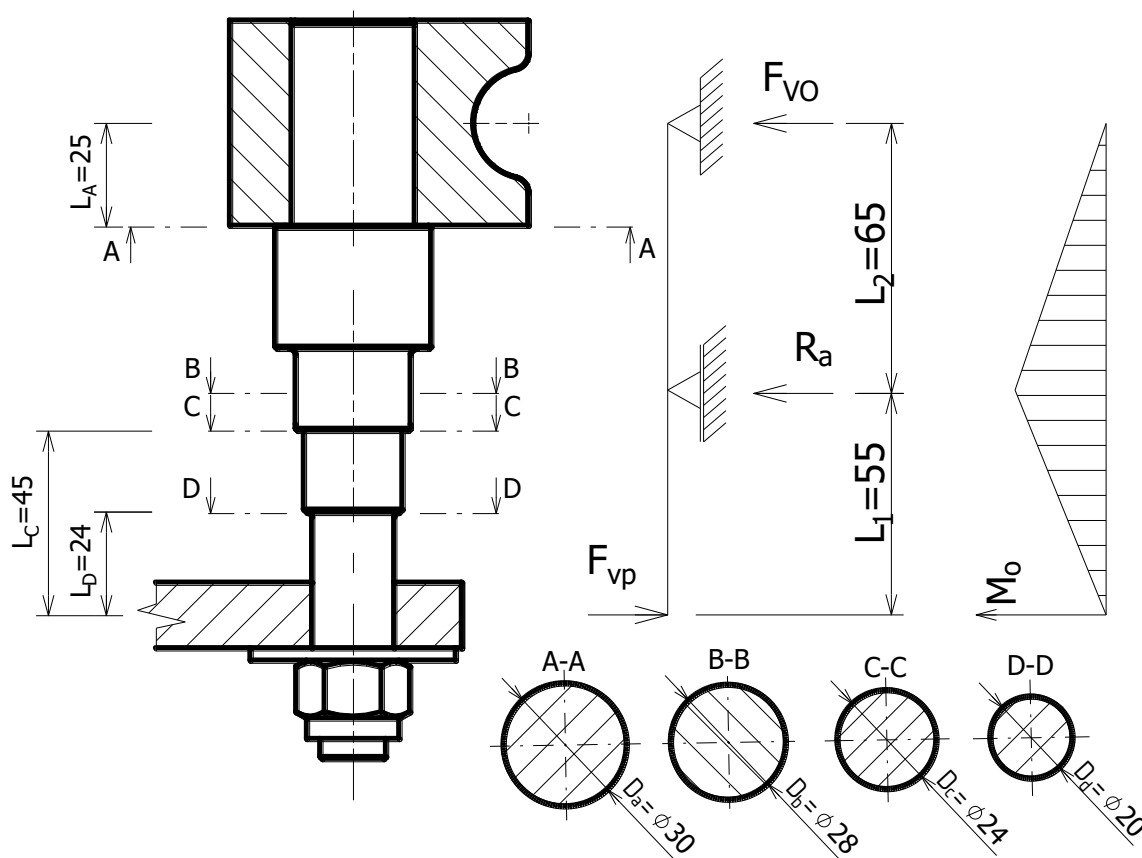
Síla vyvozena vzepřením F_{VZ} součástí se stanoví tak, že ve středu vodící vložky působí moment daný silou pístnice a ramene L_1 . Moment se následně rozloží do konců vodící vložky.

$$F_{VZ} = \frac{L_1 \cdot F_p}{L_v} = \frac{55 \cdot 1\,163,32}{190} = 336,75\text{ N} \quad (7.4)$$

Výsledná potřebná síla pístu pro ohyb vzniká sečtením vypočtených sil F_p , F_t a F_{VZ} .

$$F_{VO} = F_p + F_t + F_{VZ} = 1\,160,32 + 9,6 + 335,88 = 1\,506,67\text{ N} \quad (7.5)$$

Kontrola navrženého čepu je zjednodušena pomocí nosníku. V místě spojení vodícího prvku s čepem je určena pomyslná posuvná podpora. Pomyslná pevná podpora je určena v místě ohýbání trubky. Působení pístu na čep je nahrazeno silou. Schéma je zobrazeno na obr. 7.3.



Obr. 7.3 – Čep přímého ohybu

Výpočet potřebné síly hydraulického válce:

$$F_{VP} \cdot L_1 = F_{VO} \cdot L_2$$

$$F_{VP} = \frac{F_{VO} \cdot L_2}{L_1} = \frac{1\,506,67 \cdot 65}{55} = 1\,780,61\text{ N} \quad (7.6)$$

Výpočet reakce v místě R_a (vodícího prvku) :

$$\sum M_{o,F_{VO}} = 0$$

$$0 = F_{VP} \cdot (L_1 + L_2) - R_a \cdot L_2 \quad (7.7)$$

$$R_a = \frac{F_{VP} \cdot (L_1 + L_2)}{L_2} = \frac{1\,780,61 \cdot (55 + 65)}{65} = 3\,287,28 \text{ N}$$

Kontrola čepu v místě A:

$$M_{OA} = F_{VO} \cdot L_A = 1\,506,67 \cdot 25 = 37\,666,75 \text{ Nmm} \quad (7.8)$$

$$\sigma_{oA} = \frac{M_{OA}}{W_{OA}} = \frac{M_{OA}}{\frac{\pi \cdot D_a^3}{32}} = \frac{37\,666,75}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} = 14,21 \text{ MPa} \quad (7.9)$$

$$k_A = \frac{R_e}{\sigma_{oA}} = \frac{235}{14,21} = 16,5 \quad (7.10)$$

Kontrola čepu v místě B:

$$M_{OB} = F_{VO} \cdot L_2 = 1\,506,67 \cdot 65 = 97\,933,35 \text{ Nmm} \quad (7.11)$$

$$\sigma_{oB} = \frac{M_{OB}}{W_{OB}} = \frac{M_{OB}}{\frac{\pi \cdot D_b^3}{32}} = \frac{97\,933,35}{\frac{\pi \cdot 28^3}{32}} = 45,44 \text{ MPa} \quad (7.12)$$

$$k_B = \frac{R_e}{\sigma_{oB}} = \frac{235}{45,44} = 5 \quad (7.13)$$

Kontrola čepu v místě C:

$$M_{OC} = F_{VP} \cdot L_C = 1\,780,61 \cdot 45 = 80\,127,45 \text{ Nmm} \quad (7.14)$$

$$\sigma_{oC} = \frac{M_{OC}}{W_{OC}} = \frac{M_{OC}}{\frac{\pi \cdot D_c^3}{32}} = \frac{80\,127,45}{\frac{\pi \cdot 23,387^3}{32}} = 63,8 \text{ MPa} \quad (7.15)$$

$$k_C = \frac{R_e}{\sigma_{oC}} = \frac{235}{63,8} = 3,7 \quad (7.16)$$

Kontrola čepu v místě D:

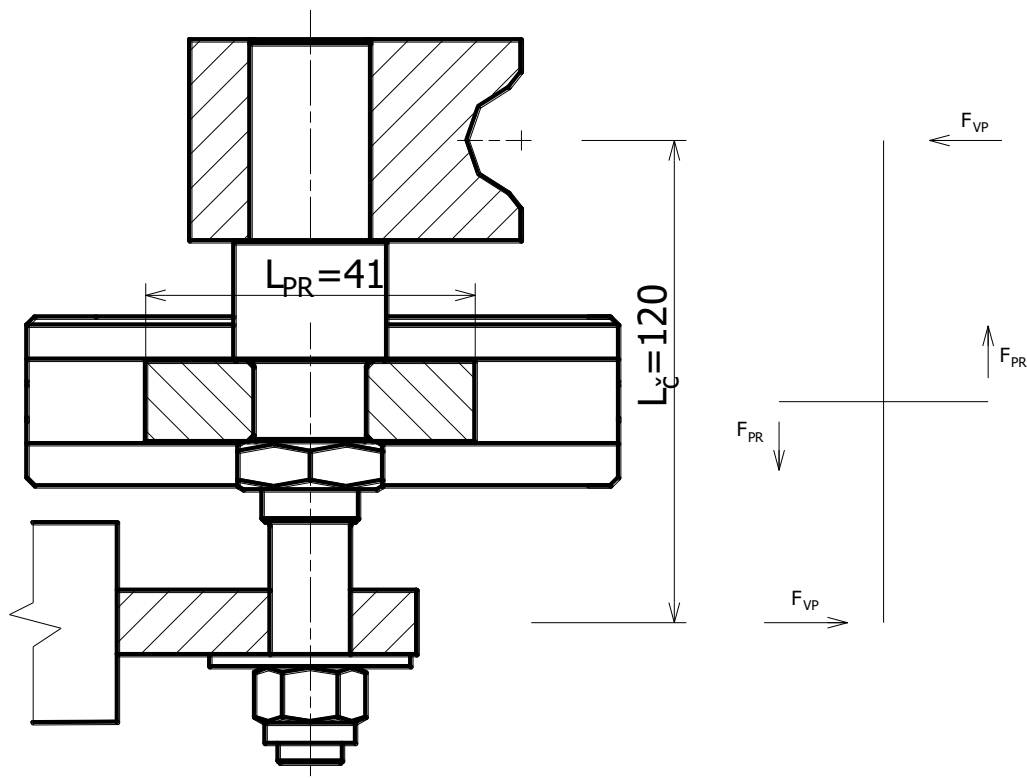
$$M_{OD} = F_{VP} \cdot L_D = 1\,780,61 \cdot 24 = 42\,734,64 \text{ Nmm} \quad (7.17)$$

$$\sigma_{oD} = \frac{M_{OD}}{W_{OD}} = \frac{M_{OD}}{\frac{\pi \cdot D_d^3}{32}} = \frac{42\,734,64}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}} = 54,41 \text{ MPa} \quad (7.18)$$

$$k_D = \frac{R_e}{\sigma_{oD}} = \frac{235}{54,41} = 4,3 \quad (7.19)$$

Čep vyhovuje.

Čep je uchycen ve vedení, které zachycuje ohybový moment a posouvá čep vpřed. Zde je nutné výpočtem ověřit, zda síla působící do šroubů nepřekročí pevnost materiálu šroubu. Momentová dvojice, kterou vytváří síla hydraulického válce a odpor trubky, musí být rovna ohybovému momentu na vodícím prvku. Rozbor sil je zobrazen na obr. 7.4.



Obr. 7.4 – Rozložení momentů

Výpočet sil na vodícím prvku:

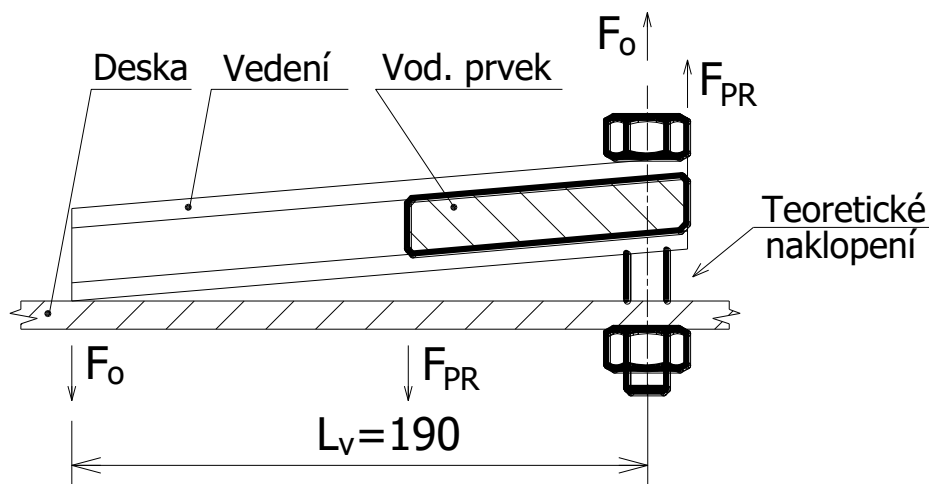
$$\sum M_{o_{prvek}} = \sum M_{o_{\check{c}ep}} \quad (7.20)$$

$$F_{PR} \cdot L_{PR} = F_{VP} \cdot L_{\check{C}} \quad (7.21)$$

$$F_{PR} = \frac{F_{VP} \cdot L_{\check{C}}}{L_{PR}} = \frac{1\,839,72 \cdot 120}{82} = 2\,692,27 \text{ N} \quad (7.22)$$

$$M_{o_{prvek}} = F_{PR} \cdot L_{PR} = 2\,692,27 \cdot 0,082 = 220,77 \text{ Nm} \quad (7.23)$$

Ohybový moment na vodícím prvku musí být roven ohybovému momentu na vedení. Nejhorší varianta nastane, když vodící prvek je v koncovém bodě. Vzniká největší rameno ohybu a tím vytváří největší sílu na šroubech. Počet šroubů na vedení je deset. Naklápění vedení a síly jsou zobrazeny na obr. 7.5.



Obr. 7.5 – Šroub vedení

Kontrola šroubů držících vedení:

$$\sum M_{o_{prvek}} = \sum M_{o_{vedení}} \quad (7.24)$$

$$M_{o_{prvek}} = F_o \cdot L_v \rightarrow F_o = \frac{M_{o_{prvek}}}{L_v} = \frac{220,77}{0,19} = 1161,95 \text{ N} \quad (7.25)$$

Přenos osové síly uvažují pouze přes dva šrouby, $i = 2$.

Osová síla na jeden šroub:

$$F_{o1} = \frac{F_p}{2} = \frac{1\,161,95}{2} = 580,98 \text{ N} \quad (7.26)$$

Výpočet utahovacího momentu pro šroub M8x25 DIN 912 8.8 pozink.

- mez kluzu materiálu $R_{es} = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \text{ MPa}$.

Střední průměr stykové plochy D_s :

$$D_s = \frac{D_{sk} + d_a}{2} = \frac{13 + 9}{2} = 11 \text{ mm} \quad (7.27)$$

Úhel stoupání závitu:

$$\psi = \tan^{-1} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \tan^{-1} \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} = 3,168^\circ \quad (7.28)$$

Třecí redukovaný úhel:

Součinitel smykového tření volím na základě opracování šroubu a matice.

- zinek – zinek (0,21 ÷ 0,43) [3] $f_z = 0,3$

$$\varphi' = \tan^{-1} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \tan^{-1} \frac{0,3}{\cos \frac{60}{2}} = 19,107^\circ \quad (7.29)$$

$$\begin{aligned} M_{UO} = M_{TZ} + M_{TM} &= F_{o1} \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_{o1} \cdot f \cdot \frac{D_s}{4} = \\ &= 580,98 \cdot \tan(3,168 + 19,107) \cdot \frac{7,188}{2} + 580,98 \cdot 0,15 \cdot \frac{11}{4} = \\ &= 1\,094,96 \text{ Nm} = 1,01 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (7.30)$$

Utahovací moment šroubu M_{UO} volím 12,5 Nm. Doporučený utahovací moment pro šrouby M8 je 24,5 Nm. [10]. Výsledná osová síla ve šroubu je pak daná silou od zvoleného utahovacího momentu a vypočtené osově síly pro jeden šroub.

Kontrola namáhání šroubu v krutu:

$$\begin{aligned} F_{OP} &= \frac{M_{UO}}{\left(\tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + f \cdot \frac{D_s}{4} \right)} = \frac{12500}{\left(\tan(3,168 + 19,107) \cdot \frac{7,188}{2} + 0,15 \cdot \frac{11}{4} \right)} \\ &= 6\,499,79 \text{ N} \end{aligned} \quad (7.31)$$

$$\begin{aligned} \tau_{kš} &= \frac{M_{TZP}}{W_k} = \frac{(F_{OP} + F_{o1}) \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \\ &= \frac{(6500 + 581) \cdot \tan(3,168 + 19,107) \cdot \frac{7,188}{2}}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} = 196,38 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (7.32)$$

Kontrola namáhání šroubu v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F_{OP} + F_{o1}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{6500 + 581}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} = 215,64 \text{ MPa} \quad (7.33)$$

Výsledná bezpečnost

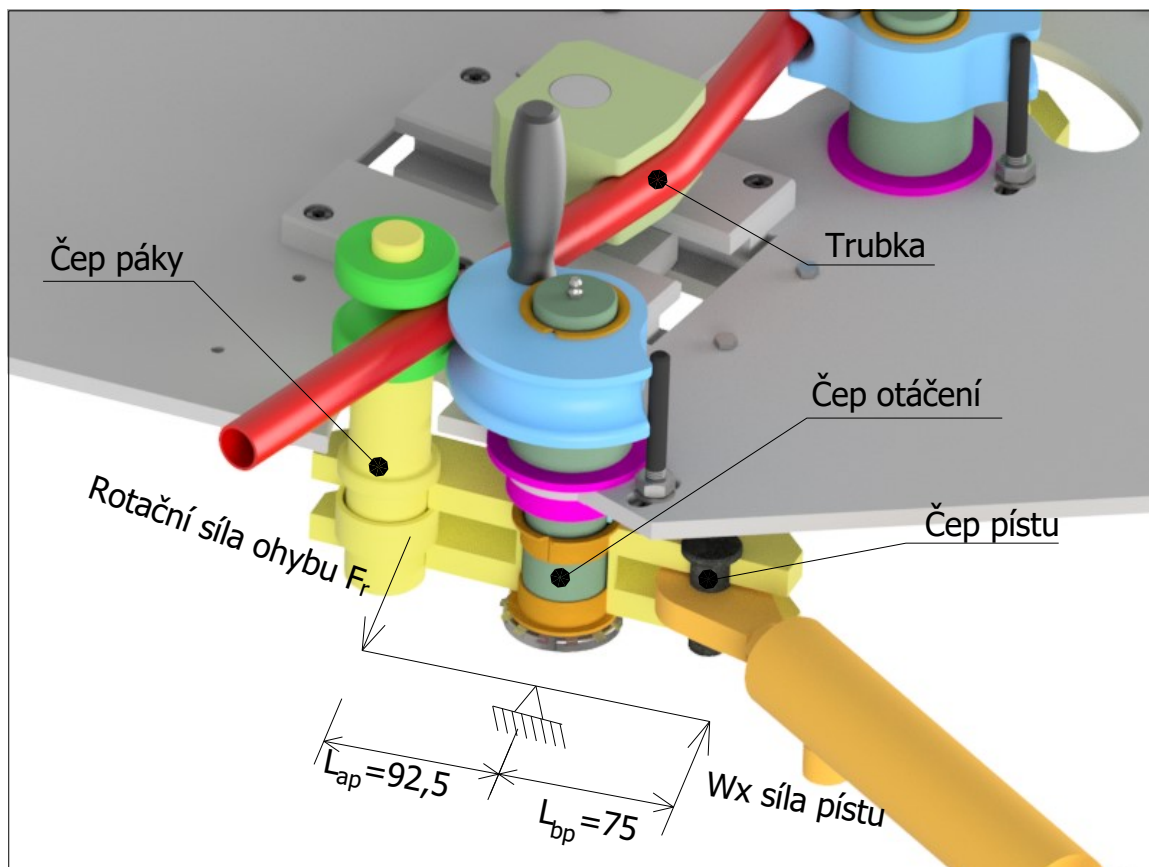
$$\sigma_{red_{HMH}} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_{kš}^2} = \sqrt{196,38^2 + 3 \cdot 215,64^2} = 510,53 \text{ MPa} \quad (7.34)$$

$$k_{\text{š}} = \frac{R_{e\text{š}}}{\sigma_{red_{HMH}}} = \frac{640}{510,53} = 1,25 \quad (7.35)$$

Šroub M8x25 DIN 921 8.8 pozink vyhovuje.

8 Kontrola navržených částí rotačního ohybu

Kontrola je provedena za stejných předpokladů, jak u kontroly částí přímého ohybu. Síla pro ohyb se vypočte z meze kluzu materiálu $R_{eS235JR}$. Umístění součástí a vzdálenosti pomyslné páky pro ohyb je znázorněno na obr. 8.1.



Obr. 8.1 – Osa přímého ohybu

Čep otáčení tvoří střed poloměru ohybu trubky a je myšlen jako pevný bod páky. Potřebná síla pro rotační ohyb F_r je umístěna na čepu páky a síla pístu W_x na čepu pístu.

Výpočet síly pro rotační ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_r \cdot L_{ap}}{W_o} \rightarrow F_r = \dots \quad (8.1)$$

$$F_r = \frac{R_e \cdot W_{xo}}{L_{ap}} = \frac{235 \cdot \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}}{L_{ap}} = \frac{235 \cdot \frac{\pi \cdot (25^4 - 21^4)}{32 \cdot 25}}{92,5} = 1\,956,87 \text{ N} \quad (8.2)$$

Přes páku se následně dopočte orientační síla pístu:

$$W_{xo} = \frac{F_r \cdot L_{ap}}{L_{bp}} = \frac{1\,956,87 \cdot 92,5}{75} = 2\,413,47 \text{ N} \quad (8.3)$$

Tato síla je pouze orientační, protože část potřebné síly je odebráno třením mezi kluznými ložisky a osou otáčení. Výpočet třecí síly je uveden v katalogu výrobce [12].

Výpočet rychlosti pro kluzná pouzdra s kývavým pohybem:

$$v_{lož} = \frac{\pi \cdot d \cdot f \cdot \varphi}{1,08 \cdot 10^7} = \frac{\pi \cdot 40 \cdot 0,667 \cdot 130}{1,08 \cdot 10^7} = 0,001 \frac{m}{s} \quad (8.4)$$

- koeficient tření dle katalogu výrobce [12] ložisek $f_{tk} = 0,03$

Třecí síla:

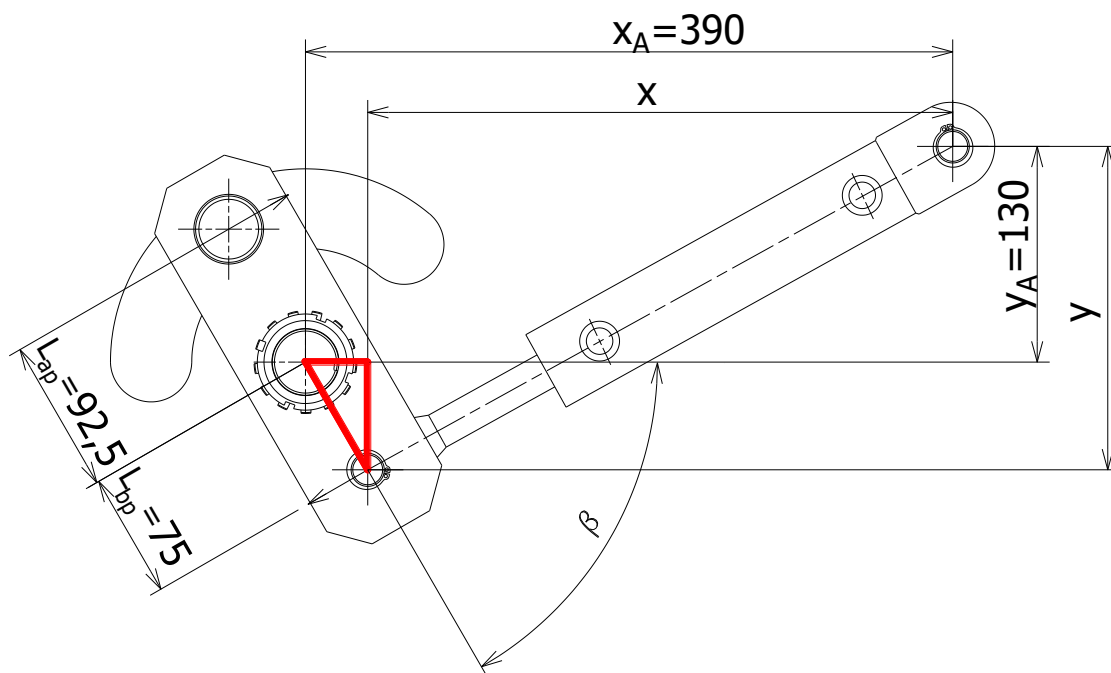
$$F_t = W_{xo} \cdot f_t = 2\,413,47 \cdot 0,03 = 72,4 \text{ N} \quad (8.5)$$

Minimální výsledná síla pro ohyb rotační části:

$$F_r \cdot L_{ap} + F_t \cdot L_{bp} = W_x \cdot L_{bp}$$

$$F_{mr} = \frac{F_r \cdot L_{ap} + F_t \cdot L_{bp}}{L_{bp}} = \frac{2\,413,47 \cdot 92,5 + 189,79 \cdot 75}{75} = 3\,166,4 \text{ N} \quad (8.6)$$

Síla, kterou musí vynaložit hydraulický válec k ohnutí trubky se mění v závislosti na jeho poloze. Proto je nejprve nutné znát jeho polohu v závislosti na úhlu ohybu β od 0° do 130° . Následně z této polohy lze dopočítat potřebnou výslednou sílu pístu. Na obrázku 8.1 je píst znázorněn v poloze úhlu $\beta=60^\circ$, zde jsou také znázorněny konstrukční rozměry x_A , y_A uložení pístu a délky ramen páky L_{ap} a L_{bp} . V závislosti na změně úhlu β jsou v tabulce č. 8.1 vypočteny souřadnice polohy koncového bodu x a y.



Obr. 8.2 – Píst v poloze 60°

Výpočet souřadnice x :

$$x = x_A - L_{bp} \cdot \cos(\beta) \quad (8.7)$$

Výpočet souřadnice y :

$$y = y_A + L_{bp} \cdot \sin(\beta) \quad (8.8)$$

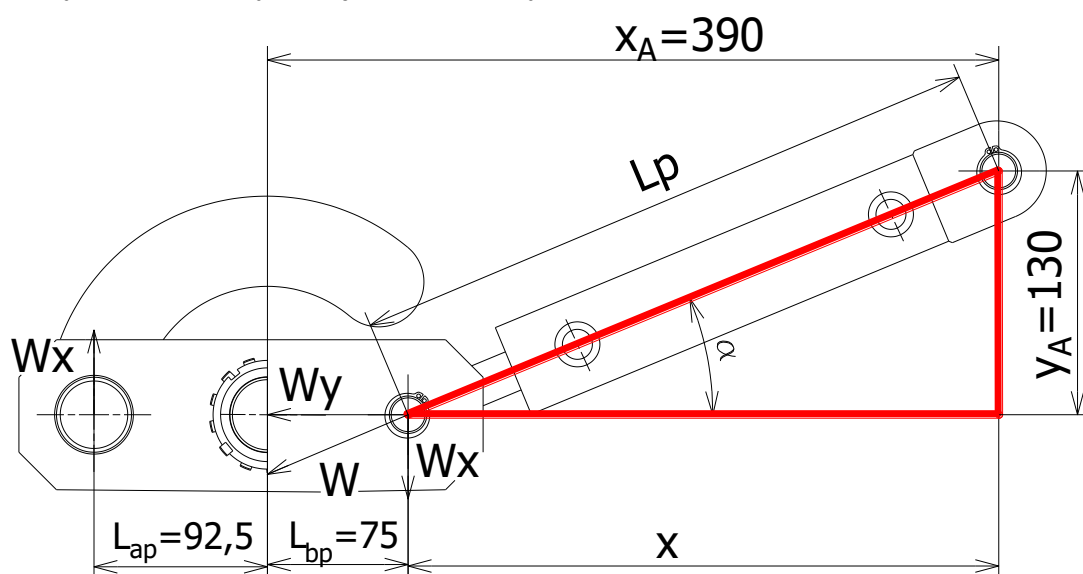
Vysunutí pístu:

$$l_p = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (8.9)$$

Tabulka č. 8.1

| Úhel natočení β [°] | Souřadnice x [mm] | Souřadnice y [mm] | Vysunutí pístu L_p [mm] |
|---------------------------|---------------------|---------------------|---------------------------|
| 0 | 315,00 | 130,00 | 340,77 |
| 10 | 316,14 | 143,02 | 346,99 |
| 20 | 319,52 | 155,66 | 355,42 |
| 30 | 325,05 | 167,50 | 365,67 |
| 40 | 332,55 | 178,21 | 377,29 |
| 50 | 341,79 | 187,45 | 389,82 |
| 60 | 352,50 | 194,95 | 402,82 |
| 70 | 364,35 | 200,48 | 415,86 |
| 80 | 376,98 | 203,86 | 428,57 |
| 90 | 390,00 | 205,00 | 440,60 |
| 100 | 403,02 | 203,86 | 451,65 |
| 110 | 415,66 | 200,48 | 461,47 |
| 120 | 427,50 | 194,95 | 469,85 |
| 130 | 438,21 | 187,45 | 476,62 |

Výsledná síla pístu se rozloží do dvou složek. Síla W_x , která je kolmá na páku a musí odpovídat síle potřebné k ohnutí trubky. Tudiž po dosazení této síly vyjde celková síla pístu W , ze které lze následně i dopočítat sílu W_y a ta bude působit na čep otáčení. Rozměry pro výpočet složkových sil jsou zobrazeny na obr. 8.3.



Obr. 8.3 – Píst v poloze 0°

Výpočet úhlu natočení pístu:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{x}{l_p}\right) \quad (8.10)$$

Výpočet složkových sil:

$$W = \frac{W_x}{\sin(\alpha)} \quad (8.11)$$

$$W_y = \frac{W_x}{\tan(\alpha)} \quad (8.12)$$

Uvedená tabulka č. 8.2 počítá, jakou silou musí působit píst v různých polohách, tak aby byla dodržena minimální potřebná síla pro vyvození ohybové síly.

Tabulka č. 8.2

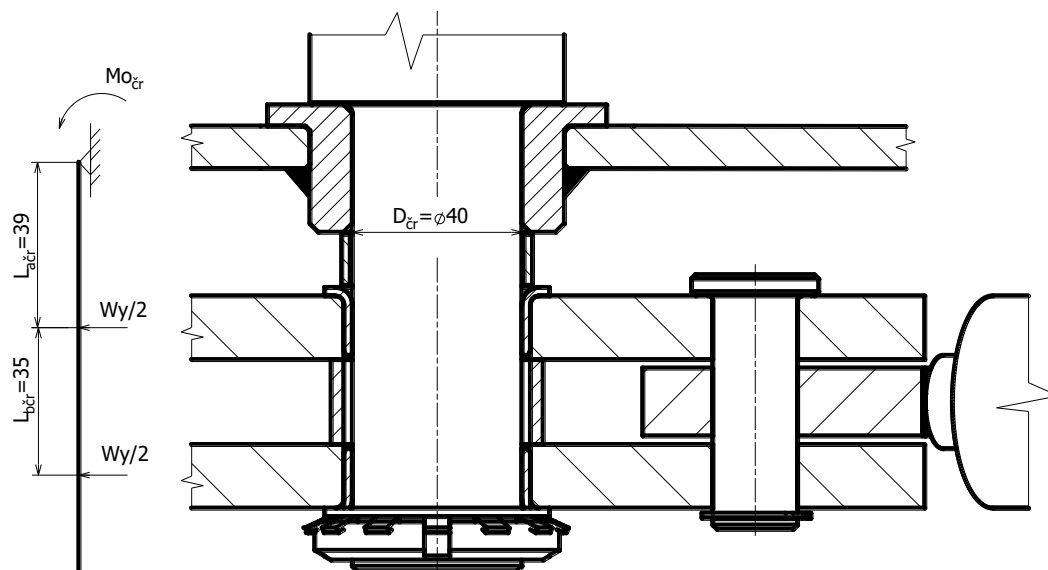
| Úhel natočení β [°] | W_x [N] | W_y [N] | W [N] |
|---------------------------|-----------|-----------|----------|
| 0 | 3 166,40 | 7 672,43 | 8 300,14 |
| 10 | | 6 999,01 | 7 681,94 |
| 20 | | 6 500,01 | 7 230,24 |
| 30 | | 6 144,67 | 6 912,53 |
| 40 | | 5 908,65 | 6 703,60 |
| 50 | | 5 773,42 | 6 584,72 |
| 60 | | 5 725,30 | 6 542,56 |
| 70 | | 5 754,64 | 6 568,26 |
| 80 | | 5 855,23 | 6 656,59 |
| 90 | | 6 023,88 | 6 805,38 |
| 100 | | 6 259,84 | 7 015,10 |
| 110 | | 6 564,94 | 7 288,66 |
| 120 | | 6 943,44 | 7 631,34 |
| 130 | | 7 402,08 | 8 050,90 |

Z tabulky č. 8.2 je patrné, že píst musí vykonávat největší sílu v poloze natočení $\beta = 0^\circ$.

Kontrola namáhaných součástí na vypočtené síly je provedena na čepu otáčení, čepu páky a čepu pístu zobrazených na obr. 8.1. Čepy jsou staticky zkontrolovány, zda vyhovují bezpečnosti větší než 1,25, hodnota je určena podle nařízení vlády 176/2008 Sb. Přenos síly pomocí páky jsou zkontrolovány komplexně metodou konečných prvků v softwaru Ansys 18.2. Všechny součásti jsou vyrobeny z materiálu S235JR (odpovídá přibližně materiálu 11 373 dle ČSN), kde mez kluzu materiálu $R_{eS235JR}$ [6] je 235 MPa.

8.1 Kontrola čepu otáčení

Čep je zatížen pouze jednou složkou síly W a to W_y . Rozměry součástí pro výpočet jsou zobrazeny na obr. 8.4. Náhradní nosník je zkrácen a část nad ním je nahrazena momentem.



Obr. 8.4 – Čep otáčení

Výpočet ohybového momentu:

$$M_{o\check{c}r} = \frac{W_y}{2} \cdot L_{a\check{c}r} + \frac{W_y}{2} \cdot (L_{a\check{c}r} + L_{b\check{c}r}) = \frac{7\,672,43}{2} \cdot 39 + \frac{7\,672,43}{2} \cdot (39 + 35) = 433\,492,3 \frac{N}{mm} \quad (8.13)$$

Výpočet ohybového napětí na čepu otáčení:

$$\sigma_{o\check{c}r} = \frac{M_{o\check{c}r}}{W_{o\check{c}r}} = \frac{433\,492,3}{\frac{\pi \cdot D_{\check{c}r}^3}{32}} = \frac{433\,492,3}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 68,99 MPa \quad (8.14)$$

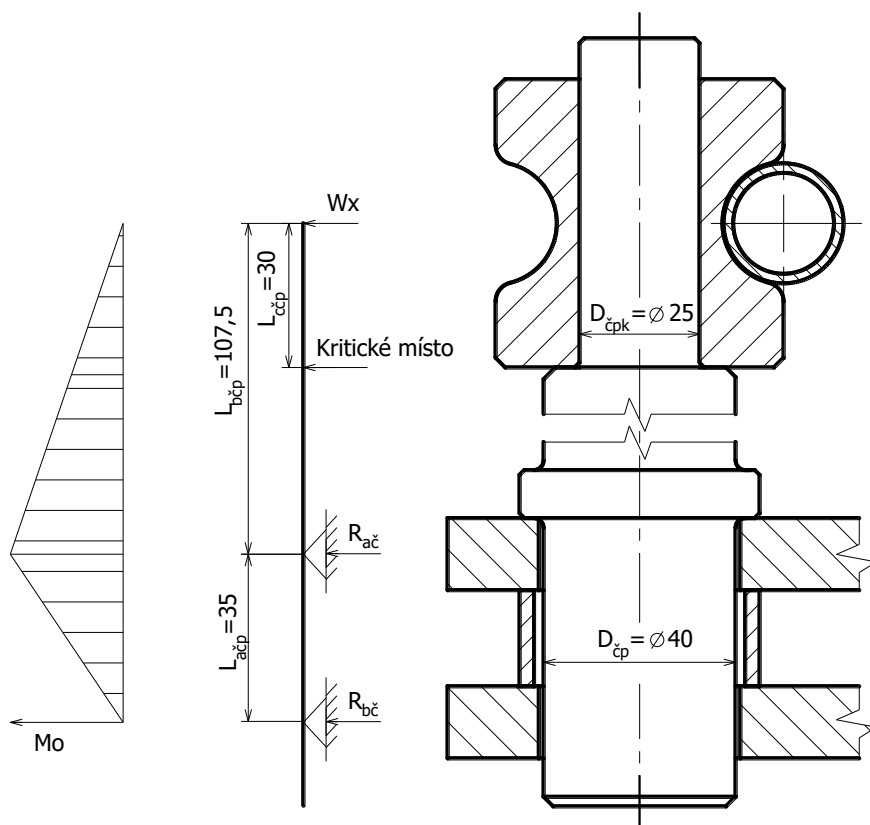
Bezpečnost čepu otáčení:

$$k_{\check{c}r} = \frac{R_{eS235JR}}{\sigma_{o\check{c}r}} = \frac{235}{68,99} = 3,4 \quad (8.15)$$

Čep otáčení vyhovuje.

8.2 Kontrola čepu páky

Čep páky je zatížen pouze jednou složkou síly W , a to silou potřebnou k ohnutí trubky W_x . Rozměry součásti pro výpočet jsou zobrazeny na obr. 8.4.



Obr. 8.5 – Čep páky

$$\sum M_{oB} = 0$$

$$0 = R_{ač} \cdot L_{ačp} + W_x \cdot (L_{ačp} + L_{bčp}) \quad (8.16)$$

$$R_a = \frac{W_x \cdot (L_{ačp} + L_{bčp})}{L_{ačp}} = \frac{3\,166,4 \cdot (35 + 107,5)}{35} = 12\,891,77 \text{ N}$$

$$0 = R_{bč} + R_{ač} - W_x \quad (8.17)$$

$$R_{bč} = -R_{ač} + W_x = -3\,166,4 + 12\,891,77 = 9\,725,37 \text{ N}$$

Moment v místě podpory $R_{ač}$

$$M_{oRa} = R_{bč} \cdot 35 = 9\,725,37 \cdot 35 = 340\,388 \text{ Nmm} \quad (8.18)$$

$$\sigma_{oRa} = \frac{M_{oRa}}{W_o} = \frac{340\,388}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 54,17 \text{ MPa} \quad (8.19)$$

$$k_{orRA} = \frac{R_{eS235JR}}{\sigma_{oRa}} = \frac{235}{102,655} = 4,3 \quad (8.20)$$

Moment v kritickém místě:

$$M_{oKrit} = W_X \cdot L_{c\check{c}p} = 3\,166,4 \cdot 30 = 94\,992 \text{ Nmm} \quad (8.21)$$

$$\sigma_{oKrit} = \frac{M_{oKrit}}{W_o} = \frac{94\,992}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} = 61,9 \text{ MPa} \quad (8.22)$$

$$k_{orKrit} = \frac{R_{eS235JR}}{\sigma_{oKrit}} = \frac{235}{61,9} = 3,8 \quad (8.23)$$

Čep vyhovuje.

8.3 Kontrola kluzných ložisek

Kontrola kluzných ložisek na čepu otáčení je provedena na základě výpočtu výrobce daných kluzných ložisek.

Měrné zatížení:

$$p = \frac{W_Y}{d \cdot L} = \frac{6000}{40 \cdot 16} = 9,38 \text{ MPa} \quad (8.24)$$

Dovolené maximální zatížení $p_M = 60 \text{ N/mm}^2$ se stanoví dle tabulky výrobce [12].

Základní životnost H_0 je možné odhadnout na základě součinu $a_E \cdot p \cdot v$. Díky součinu je možné životnost odečíst z grafu výrobce [12].

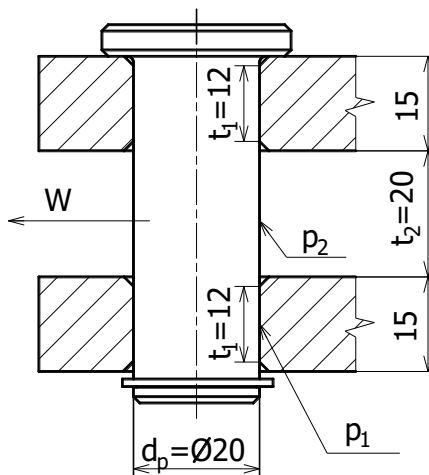
$$a_E = \frac{p_M}{p_M - p} = \frac{60}{60 - 9,38} = 1,19 \quad (8.25)$$

$$a_E \cdot p \cdot v_{lož} = 1,19 \cdot 9,38 \cdot 0,001 = 0,011 \quad (8.26)$$

Podle grafu výrobce [12] základní životnost ložiska H_0 pro jednosměrné zatížení vychází na 5 000 hodin. Zařízení dle zadání má být provozu schopné po dobu čtyř let, $t_{ps} = 8\,032$ hodin. Tudíž je nutné zkontrolovat stav ložisek po 5 000 hodinách, zdali nejsou poškozená.

8.4 Kontrola čepu pístu

Uchycení všech hydraulických válců je provedeno pomocí čepů. Navržené písty mají všechny stejné rozměry, kontrola je provedena na nejvíce zatíženém čepu, kterým je čep spojující hydraulický válec s pákou. Maximální síla W působí od pístů vykonávajících rotační ohyb. Čepy jsou navrženy z materiálu S235JR, mez kluzu je $R_{eS235JR}$. Rozměry čepu pro výpočet jsou zobrazeny na obr. 8.6.



Obr. 8.6 – Čep hydraulických válců

Kontrola čepu na otláčení:

$$p_1 = \frac{W}{2 \cdot t_1 \cdot d_p} = \frac{8\,300,14}{2 \cdot 12 \cdot 20} = 17,29 \text{ MPa} \quad (8.27)$$

$$p_2 = \frac{W}{t_2 \cdot d_p} = \frac{8\,300,14}{20 \cdot 20} = 20,75 \text{ MPa} \quad (8.28)$$

$$k_{\text{chp}} = \frac{R_{eS235JR}}{p_2} = \frac{235}{20,75} = 11,3 \quad (8.29)$$

Kontrola čepu na stříh:

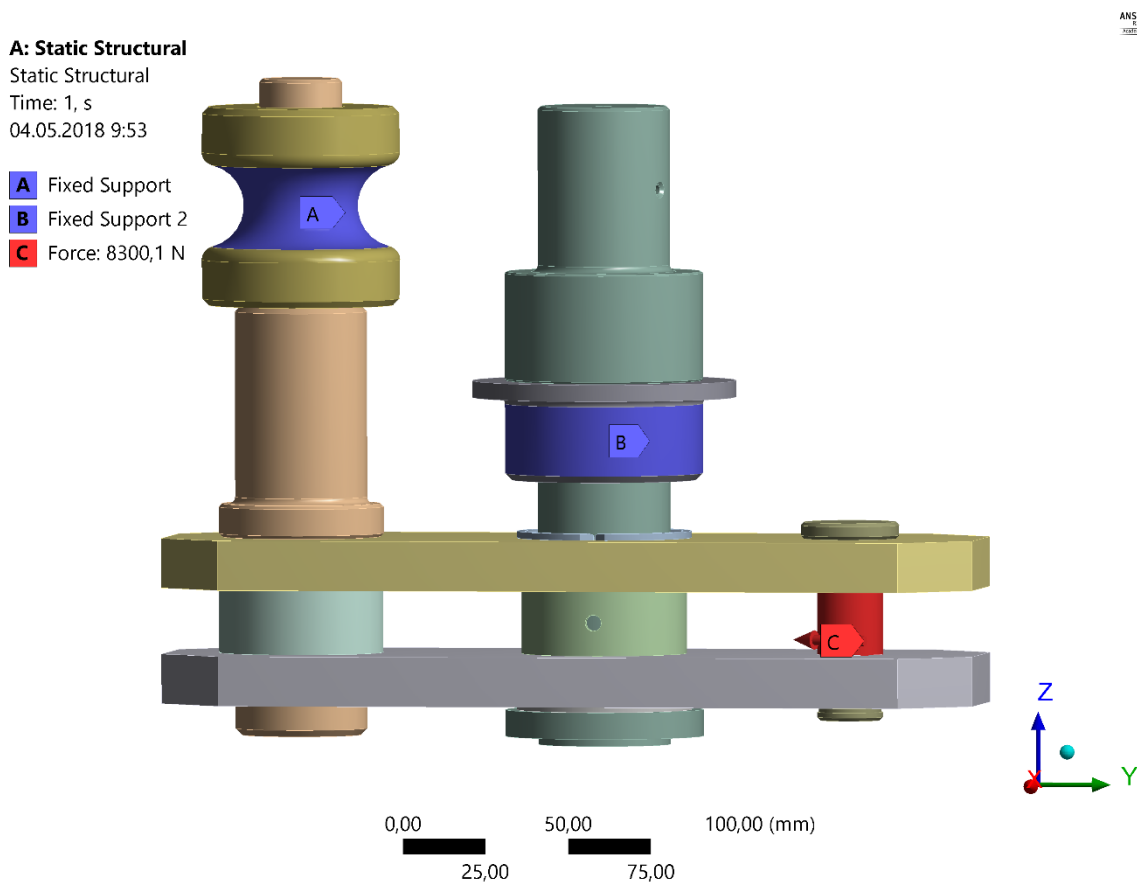
$$\tau_s = \frac{\frac{W}{2}}{S} = \frac{\frac{W}{2}}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} = \frac{2 \cdot W}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 8\,300,14}{\pi \cdot 20^2} = 13,21 \text{ MPa} \quad (8.30)$$

$$k_{\text{chs}} = \frac{235}{13,21} = 17 \quad (8.31)$$

Čep vyhovuje.

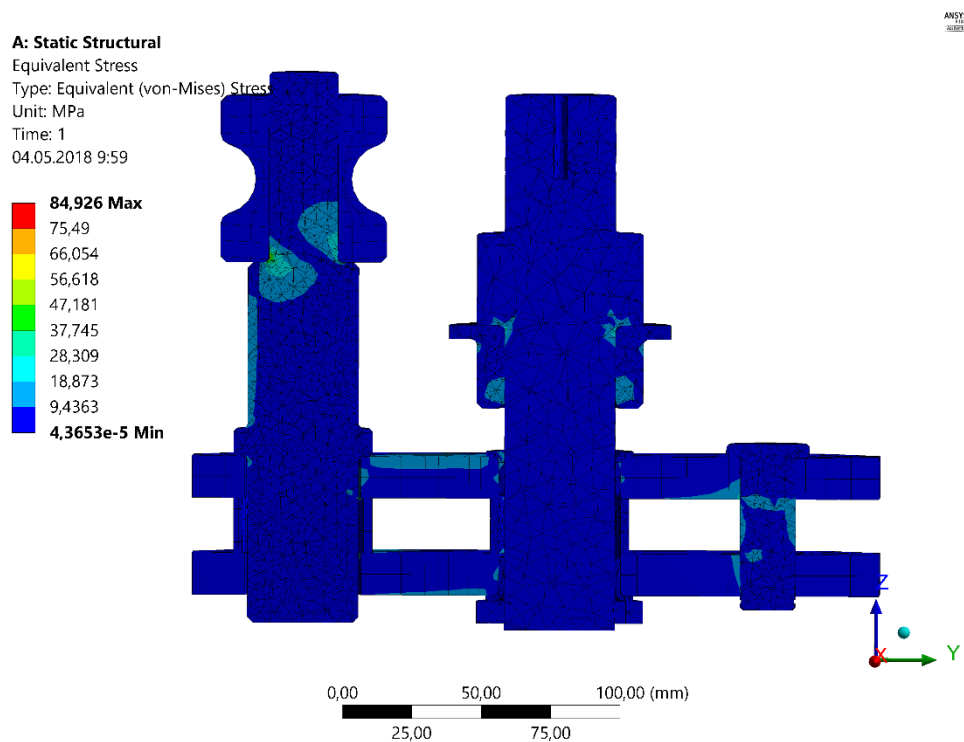
8.5 Pevnostní kontrola navržené páky metodou konečných prvků

Následná kontrola páky je provedena v programu Ansys Workbench 18.2 metodou konečných prvků. Páka je umístěna na desce v ose poloměru ohybu konce trubky. Pro výpočet jsem definoval ukotvení modelu pomocí pevné vazby na pouzdro B a kladku A. Pouzdro v reálné sestavě je přivařeno k pevné desce a kladka ohýbá trubku. Maximální zatížení vypočtené dle rovnice 1.2 $F_{VR} = 6\,650\text{ N}$ je zadáno na čep, který spojuje páku s hydraulickým válcem. Zatížení je rozloženo do dvou složek, aby výslednice odpovídala působení síly válce. Názorné uchycení a zatížení je zobrazeno na obr. 8.8. Pro výpočet byla zjednodušena konstrukce KM matice.

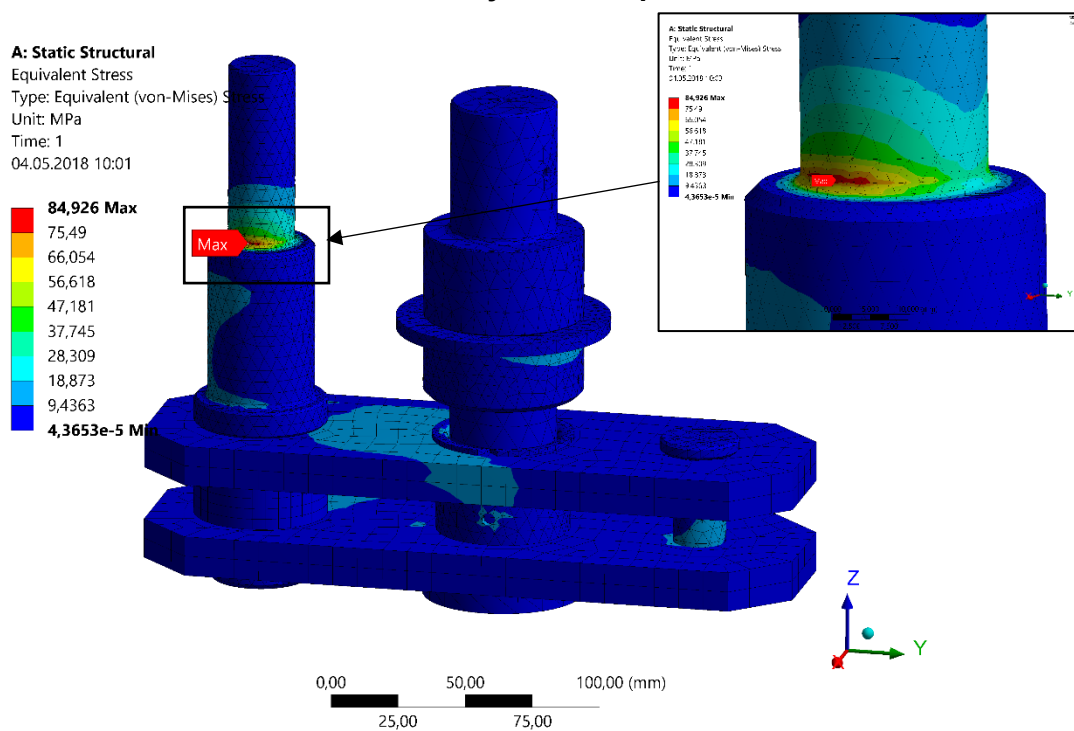


Obr. 8.8 – MKP podpory a zatížení

Výsledky napětí jsou zobrazeny na obrázcích 8.9 a 8.10.



Obr. 8.9 – MKP výsledné napětí v řezu



Obr. 8.10 – MKP výsledné napětí

Maximální redukované napětí je na čepu rotačního ohybu je $\sigma_{RED} = 71 \text{ MPa}$.

Výsledná celková statická bezpečnost:

$$k_{red} = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{235}{84,926} = 2,7 \quad (8.32)$$

Páka vyhovuje.

9 Návrh hydraulického obvodu

Návrh obvodu je proveden na základě vypočtených potřebných sil pro ohyb a hydraulického agregátu dodaného firmou CT-Products obr. 9.2 a 9.3.



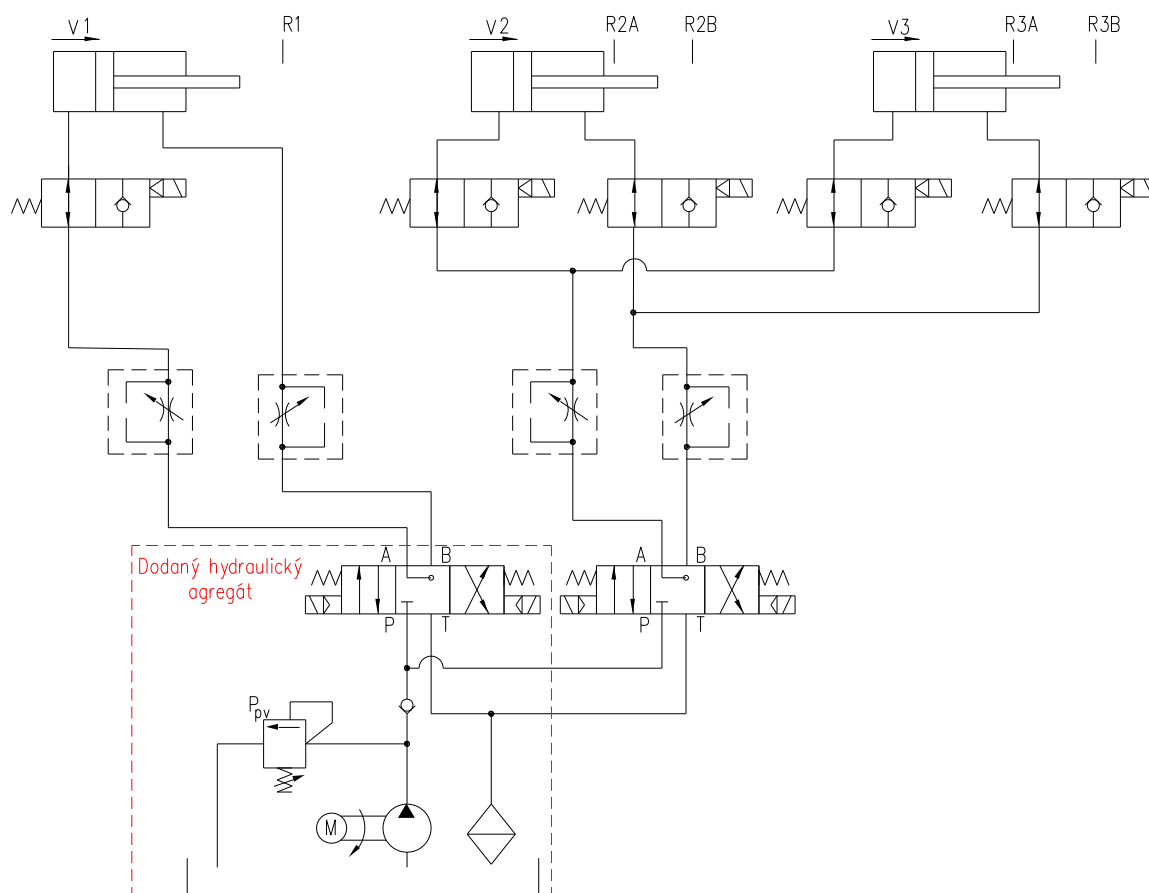
Obr. 9.2 – Hydraulický agregát 1



Obr. 9.3 – Hydraulický agregát 2

Hydraulický obvod obr. 9.1 je navržen tak, aby píst po přímočarém ohybu zůstal v poloze a nedošlo k jeho zpětnému posuvu, dokud nebude proveden rotační ohyb.

Návrh hydraulického obvodu je proveden pomocí zjednodušeného schématu a daných značek na obr. 9.1.



41

9.2 Výpočet hydraulických pístů

Dané hodnoty z konstrukčního návrhu a vypočtené síly:

- zdvih pístu přímého ohybu, $z_{př} = 100 \text{ mm}$,
- zdvih pístů rotačního ohybu, $z_{rot} = 150 \text{ mm}$,
- síla potřebná k ohybu přímé části, $F_{vo} = 1\,557 \text{ N}$,
- síla potřebná k ohybu rotační části, $W = 8\,300 \text{ N}$.

Tlak p_{1A} a p_{2A} je volen na základě použitého hydraulického agregátu 21 MPa . Parametry agregátu byly odečteny ze štítků jednotlivých komponentů přílohy [A].

Výpočet průměrů pístů:

$$p_{1A} \cdot S_1 = F_{vp} \cdot \frac{1}{\eta_p} \quad (9.1)$$

$$S_1 = \frac{F_{vo}}{p_{1A} \cdot \eta_p} = \frac{1\,557}{21 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 7,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (9.2)$$

$$S_2 = \frac{F_{vr}}{p_{2A} \cdot \eta_p} = \frac{8\,300}{21 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 4,16 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (9.3)$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,8 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 0,00997 \text{ m} = 9,97 \text{ mm} \quad (9.4)$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,16 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,023 \text{ m} = 23 \text{ mm} \quad (9.5)$$

Průměry pístu D_1 a D_2 jsou voleny na základě katalogu výrobce hydraulických válců, kde nejmenší průměr pístů je 40 mm [11].

Průměry pístnic jsou následně také voleny dle katalogu výrobce hydraulických válců [11] $d_3 = 20 \text{ mm}$.

Výpočet objemu válců:

$$V_{1v} = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot z_{př} = \frac{\pi \cdot 40^2}{4} \cdot 100 = 125\,663,71 \text{ mm}^3 \quad (9.6)$$

$$V_{2,3v} = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot z_{rot} = \frac{\pi \cdot 40^2}{4} \cdot 150 = 188\,495,56 \text{ mm}^3 \quad (9.7)$$

Výpočet objemu části válce s pístnicí:

$$V_{1p} = \frac{\pi \cdot (D_1^2 - d^3)}{4} \cdot z_{př} = \frac{\pi \cdot (40^2 - 20^2)}{4} \cdot 100 = 94\,247,77 \text{ mm}^3 \quad (9.8)$$

$$V_{2,3p} = \frac{\pi \cdot (D_2^2 - d^3)}{4} \cdot z_{rot} = \frac{\pi \cdot (40^2 - 20^2)}{4} \cdot 150 = 141\,371,67 \text{ mm}^3 \quad (9.9)$$

Průtok hydrogenerátoru je dán hydraulickým agregátem Q, který je $4,7 \text{ l/min}$. [A]

Přímočaré hydraulické hydromotory jsou voleny dle katalogu výrobce Hydraulics [11]. Jedná se o dvojčinné hydromotory typu ZH1–40/22x100–K a ZH1–40/22x150–K.

Výpočet času vysouvání pístů:

$$t_{1v} = \frac{V_{1v}}{\frac{Q \cdot 10^6}{60}} = \frac{125\,663,71}{\frac{4,7 \cdot 10^6}{60}} = 1,6 \text{ s} \quad (9.10)$$

$$t_{2v} = \frac{V_{2,3v}}{\frac{Q \cdot 10^6}{60}} = \frac{188\,495,56}{\frac{4,7 \cdot 10^6}{60}} = 2,4 \text{ s} \quad (9.11)$$

Výpočet časů zasouvání pístů:

$$t_{1p} = \frac{V_{1p}}{\frac{Q \cdot 10^6}{60}} = \frac{94\,247,77}{\frac{4,7 \cdot 10^6}{60}} = 1,2 \text{ s} \quad (9.12)$$

$$t_{2p} = \frac{V_{2,3p}}{\frac{Q \cdot 10^6}{60}} = \frac{141\,371,67}{\frac{4,7 \cdot 10^6}{60}} = 1,8 \text{ s} \quad (9.13)$$

Časy vysunutí a zasunutí pístů pro maximální průtok agregátu jsou kratší, než jsem ve výpočtech předpokládal, proto jsem do hydraulického obvodu navrhl škrťací ventily, abych pracovní časy prodloužil. Podle provozních podmínek a zkušeností s provozem tohoto stroje bude možno následně snížit časy jednotlivých operací a tím zrychlit operaci ohybu trubky.

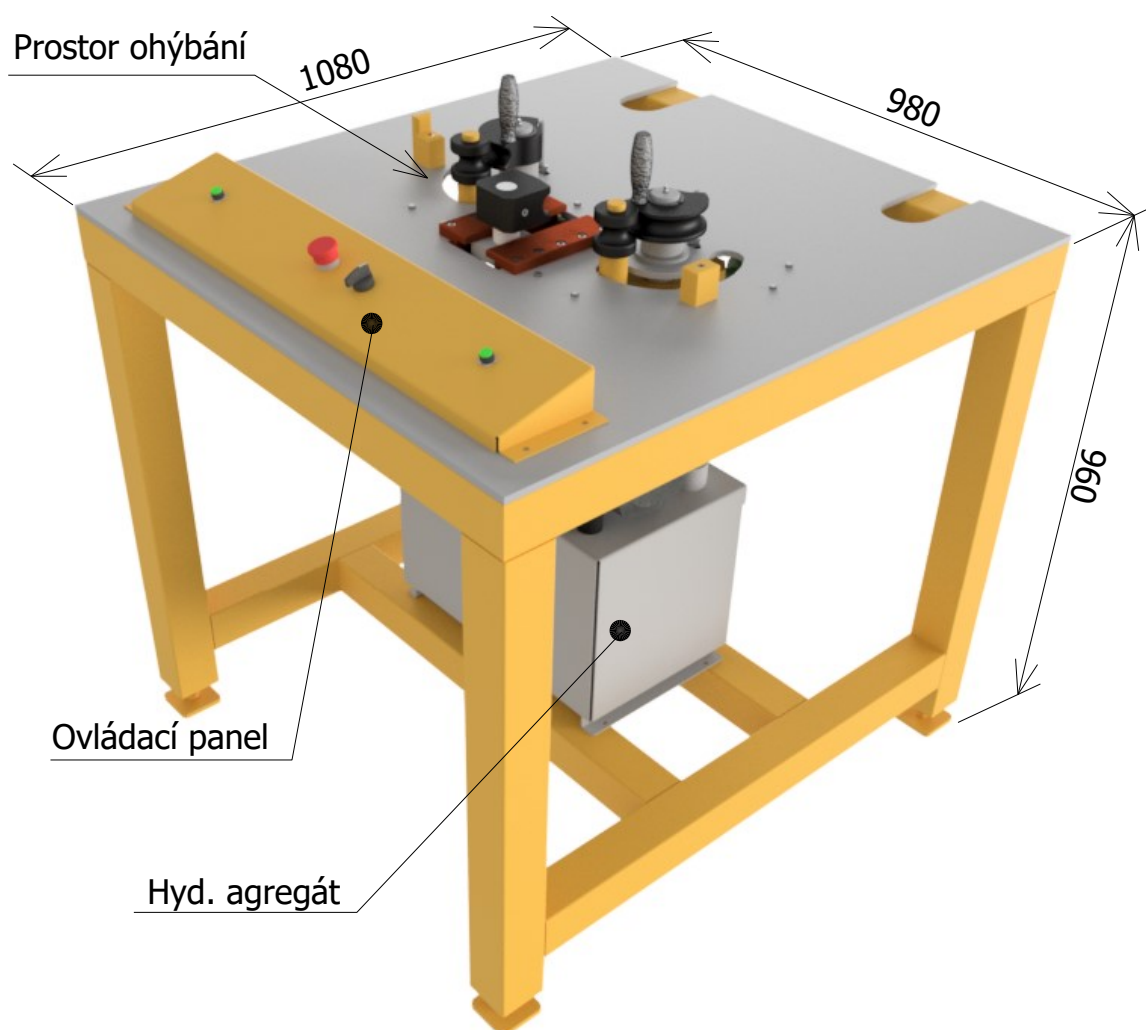
10 Návod k obsluze a údržbě BENDER 3000

Zařízení slouží pouze k ohybu trubky dle výkresu čísla M_100_01. Polotovar trubky se vkládá zprava z čelního pohledu obsluhy.

10.1 Popis stroje

Zařízení se skládá z rámu, hydraulického agregátu, ovládacího panelu a ohybových kladek v prostoru ohýbání. Rám má seřiditelné výškové patky. Zařízení je zobrazeno na obr 10.1.

Hydraulický agregát je uložen v rámu stroje, který se skládá z elektromotoru, hydraulického čerpadla a ventilů. Ovládací panel je umístěn v přední části horní desky. Ohýbání trubky lze seřídit stavitelnými koncovými spínači. Při vyjímání ohnuté trubky se natáčí velké kladky pomocí rukojetí. Všechny hydraulické válce se nachází pod hlavní deskou.



Obr. 10.1 – Schéma stroje

10.2 Základní parametry

Navržený stroj má následující parametry:

- délka stroje: 1080 mm,
- šířka stroje: 980 mm,
- výška stroje: 960 mm,
- rozměr ohýbané trubky: $D = 25 \text{ mm}$, $t = 2 \text{ mm}$, $l_{rz} = 150 \text{ mm}$,
- osová vzdálenost kladek: 312 mm,
- rozsah přímého ohybu: 100 mm,
- rozsah rotačního ohybu: $0^\circ - 130^\circ$.

10.3 Ovládací prvky

Vlastní ovládání a návrh ovládacího panelu nebylo součástí zadání této diplomové práce. Zařízení bude mít ovládací panel, který bude umístěn na desce ze strany obsluhy.

Na panelu budou umístěny následující ovládací prvky:

- hlavní spínač spojený s bezpečnostním stop-tlačítkem,
- tlakoměr,
- kontrolní snímač teploty oleje,
- dvě spínací tlačítka (z bezpečnostních důvodů je nutno sepnout obě najednou)

Detailnější zapojení ovládací elektroniky a její funkce jsou uvedeny v samostatné elektro dokumentaci.

10.4 Bezpečnostní předpisy, výstrahy, opatření

Toto zařízení smí být používáno, provozováno, kontrolováno a seřizováno pouze kvalifikovaným personálem, které je se zařízením seznámeno, a které si je vědomo případných nebezpečí vzniklých při jeho provozu.

Při manipulaci v prostoru pod hlavní deskou hrozí poranění pohyblivými částmi stroje. Při provozu nesmí být demontovány kryty.

Toto zařízení je pod napětím. Zajistěte, aby zařízení bylo odpojeno od zdroje elektrického proudu před započetím jakékoliv servisní činnosti.

Zařízení je osazeno rotačními částmi. Věnujte těmto částem za provozu stroje zvýšenou pozornost, abyste předešli úrazu.

Dodržujte správné ergonomické zásady při práci.

Při práci na stroji používejte vhodné OOPP (pracovní oděv, rukavice, pracovní obuv).

10.5 Uvedení do provozu a vyřazení z provozu

Při přepravě stroj zajistěte ve svislé poloze. Před instalací zkontrolujte, zda nejsou součásti či prvky stroje poškozeny. V případě poškození kontaktujte dopravce, popř. výrobce. Skladování nesmí být prováděno ve venkovním nebo ve vlhkém prostředí. Mohlo by dojít k poškození stroje (koroze elektrických dílů, mechanických dílů).

Při likvidaci zařízení nejprve odpojte od zdroje elektrické energie. Poté stroj rozeberte na jednotlivé materiálové skupiny a ty následně zlikvidujte dle aktuálně platných předpisů o odpadech.

10.6 Obsluha a údržba

Zařízení může být obsluhováno pouze kvalifikovanou a řádně proškolenou osobou. Osoba musí být řádně proškolená a seznámena s ovládacími prvky a bezpečnostními riziky zařízení. Obsluha stroje má svůj vyhrazený prostor pro danou operaci stroje.

10.7 Operace vkládání a vyjmutí trubky

Trubka se vkládá do ohýbacího prostoru z pravé strany stroje. Trubka je podepírána stavitelnými dorazy. Po ohybu se trubka vyjme tak, že se uvolní kladky pro rotační ohyb.

Upozornění!

Je zakázáno vkládat či strkat při chodu stroje cizí předměty do prostoru ohybu trubky. Může dojít k vtažení předmětů do prostoru ohybu trubky a ke zmáčknutí tohoto tělesa, následnému poškození ohybových kladek, nebo popřípadě i zranění obsluhy.

10.8 Údržba stroje

Při návrhu zařízení byl kladen důraz na bezproblémový a pokud možno bezúdržbový provoz tohoto zařízení. Je nutné dodržování servisního intervalu mazání a čištění.

Před každou údržbou nebo čištěním stroje je nutné stroj vypnout. Pravidelnou údržbu a kontrolu smí provádět pouze osoba, která je proškolená a k tomuto účelu určena. Kontroly se provádí dle provozního bezpečnostního předpisu.

Výměna mechanických celků nebo součástí může provádět pouze kvalifikovaná osoba.

10.9 Mazání, mazací plán

Dbejte, aby plochy kladek při ohybu byly dostatečně mazány a nedocházelo k zadírání materiálu. Kontrolujte je po každém desátém ohybu. Uložení kladek v kluzných ložiskách je navrženo tak, aby bylo doplněno mazivo pomocí maznic dle mazacího plánu tab. 8.1.

Mazání ložiskových kloubů hydraulických válců je doporučeno dle mazacího plánu tab. 8.1. Výměnu oleje v hydraulické nádrži provádějte po čtyřech letech provozu.

Teflonové přísady do olejů jsou povoleny. Přísady výrazně prodlužují trvanlivost všech mazacích míst a snižují tření.

Tabulka č. 10.1

| Mazané místo | Přípravek | Intervaly |
|--------------------------|-----------------|-----------|
| Osy otáčení | MOGUL GLISON 46 | 4 měsíce |
| Velké kladky | MOGUL MULTI 46 | 2 měsíce |
| Kluzné klouby hyd. válců | MOGUL GLISON 46 | 6 měsíců |

10.10 Čištění stroje

Čištění kladek provádějte po každé pracovní směně. Čištění celého zařízení provádějte v intervalech třech měsíců. Lakované části lze čistit suchým hadrem a běžnými čisticími prostředky.

10.11 Poruchy a jejich odstranění

V případě poruchy neprodleně odpojte zařízení z elektrické sítě a závadu nahlase pověřené osobě.

11 Závěr

Výsledkem této diplomové práce je konstrukční návrh a pevnostní výpočet jednoúčelového stroje pro ohýbání trubky číslo výkresu M_100_01. V úvodu práce je uvedena technologie ohýbání trubek a dostupné ohýbací stroje na současném trhu.

Hlavní částí této diplomové práce je konstrukční návrh zařízení pro ohyb trubky do požadovaného tvaru. Životnost zařízení je navrhována pro jednosměnný provoz na dobu čtyř let. V diplomové práci je navržen způsob ohýbání postupnými kroky k dosažení požadovaného tvaru trubky. Řeší se také použití nejvýhodnějšího pohonu stroje pro zadávající firmu. Konstrukční návrh popisuje kompletní stavbu stroje a řeší kinematiku pohybů potřebných pro ohyby trubky. Pohon stroje je zvolen podle hydraulického agregátu. Ohyby provádí tři hydraulické válce. První válec vykonává přímočarý ohyb a zbylé dva vykonávají pohyb po trajektorii páky ohybu. Tvarovací čelisti ohybu jsou realizovány přímým nástrojem a ohybovými kladkami. Jednotlivé díly zařízení jsou prověřeny pevnostními výpočty. Navrhované síly pro pevnostní výpočty jsou odvozeny z potřebných ohybových sil pro zadanou jakost materiálu. Tyto síly jsou vypočteny za předpokladu, že při překročení meze pružnosti dané trubky dojde k ohybu. Dále je zkontrolována navržená ohybová páka pomocí metody konečných prvků. Všechny kontrolované díly zařízení vyhovují pevnostním a bezpečnostním podmínkám. Hodnoty a parametry komponentů jsou zadány firmou.

Na závěr práce je vypracován návod k obsluze, údržbě stroje a také úplná výkresová dokumentace. Všechny požadavky jsou splněny.

Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu diplomové práce, doc. Ing. Zdeňku Foltovi, Ph.D. za odborné vedení a rady při zpracování této práce.

Seznam použité literatury

- [1] BOLEK, A.; KOCHMAN J.: *Části strojů 1. svazek* Praha: SNTL, 1989, 776 s. L13-EI-IV-411/22326
- [2] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka*. 12. přeprac. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1968.
- [3] KALÁB K.: *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu přírubového spoje, Vysokoškolská příručka*. VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2013
- [4] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [5] *ELEKTRISCHE CNC BUIS-BUIGMACHINES – CE*. [online].2018 [cit. 2018-04-24]. Dostupné z: <<https://www.amobgroup.com/nl/producten//>>
- [6] *EUROPEAN STEEL AND ALLOY GRADES/NUMERS* [online]. 2018 [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <<http://www.steelnumber.com/>>
- [7] *FRICTION AND FRICTION COEFFICIENTS. ENGINEERING TOOLBOX*. [online].2018 [cit. 2018-04-24]. Dostupné z:<<https://www.engineeringtoolbox.com/>>
- [8] *PRVNÍ HANÁCKÁ BOW – OBRÁBĚCÍ A TVÁŘECÍ STROJE, KOMPRESORY A DALŠÍ VYBAVENÍ DÍLNY*. [online]. 2018 [cit. 2018-04-24]. Dostupné z: <<http://bow.cz/>>
- [9] POROVNÁNÍ PNEUMATICKÝCH, HYDRAULICKÝCH A ELEKTRICKÝCH LINEARNÍCH POHONŮ – PORTÁL PRO STROJNÍ KONSTRUKTÉRY [online]. 2018 [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <<https://e-konstrukter.cz/novinka/porovnani-pneumatickych-hydraulickych-a-elektrickych-linearnich-pohonu>>
- [10] UTAHOVACÍ MOMENTY ŠROUBŮ – BRIOL. [online]. 2013 [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <<https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu>>
- [11] HYDRALICS: *Přímočaré hydromotory*, 2017. Výrobní katalog.
- [12] DIMENSOR: *VK ložiska*, 2017. Katalog kluzná ložiska

Seznam příloh

Příloha A: Štítky hydraulického agregátu

Příloha B: Výkresová dokumentace stroje

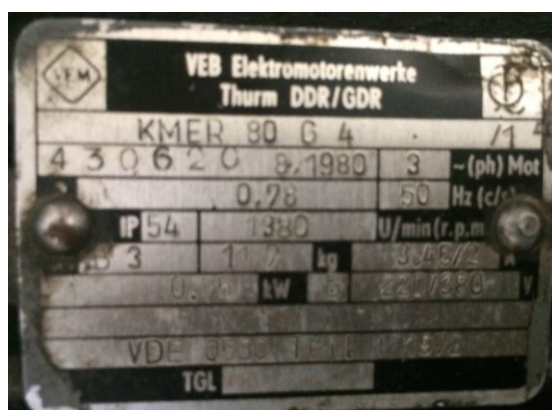
Příloha A: Štítky hydraulického agregátu



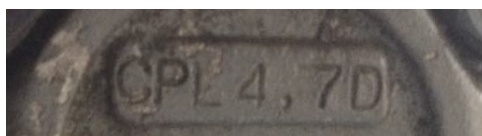
Obr. A.1 – Štítek hydraulické nádrže



Obr. A.2 – Štítek rozvaděče



Obr. A.3 – Štítek elektrického motoru



Obr. A.4 – Označení hydraulického čerpadla